

DISEÑO DE SOFTWARE PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA
Y TUBOS CON CINCO SUSTANCIAS DIFERENTES.

PRESENTADO POR:

DIEGO FERNANDO MARTINEZ HUERTAS

UNIVERSIDAD LOS LIBERTADORES

FACULTAD DE INGENIERÍAS

INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTÁ D.C.

2017

DISEÑO DE SOFTWARE PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA
Y TUBOS CON CINCO SUSTANCIAS DIFERENTES.

PRESENTADO POR:

DIEGO FERNANDO MARTINEZ HUERTAS

Anteproyecto presentado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Asesor

Ingeniero Alexander García Mariaca

UNIVERSIDAD LOS LIBERTADORES

FACULTAD DE INGENIERÍAS

INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTÁ D.C.

2017

CONTENIDO

INTRODUCCION	6
1 JUSTIFICACIÓN	7
2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	8
2.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	8
3 OBJETIVOS	9
3.1 OBJETIVOS GENERAL	9
3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	9
4 MARCO REFERENCIAL	10
4.1 MARCO TEÓRICO:	10
4.1.1 Número de Nusselt	10
4.1.2 Número de Prandtl	11
4.1.3 Número de Reynolds	11
4.1.4 Transferencia de calor:	11
4.1.5 Transferencia de calor por conducción:	12
4.1.3 Transferencia de calor por convección:	12
4.1.4 Procesos de transferencia	13
4.1.5 Intercambiadores de Calor	14
4.1.6 Tipos de Intercambiadores de Calor	14
4.1.6.1 Intercambiadores de calor según la trayectoria de los fluidos	14
4.1.6.2 Intercambiadores de Calor Según su Función	16
4.1.6.3 Usos de los intercambiadores de coraza y tubo	17
4.1.6.4 Intercambiadores de Calor Según sus Características de Construcción	17
4.1.7 Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos	18
4.1.7.1 Coraza	18
4.1.7.2 Tubos	19
4.1.7.3 Espejos	20
4.1.7.4 Deflectores	20
4.1.7.5 Barras de soporte	21
4.1.8 Clasificación de los Intercambiadores de Calor de Coraza y Tubos	21
4.2 MARCO CONCEPTUAL:	23
4.3 MARCO LEGAL Y NORMATIVO:	24
4.3.1 El Código ASME	25
4.3.1.1 Subsección A	25
4.3.1.2 Subsección B	26
4.3.1.3 Subsección C	27
4.3.2 Normas TEMA	28
4.3.2.1 Nomenclatura	28
4.3.2.2 Tolerancias de fabricación	28
4.3.2.3 Fabricación en general e información	28

4.3.2.4	<i>Instalación operación y mantenimiento</i>	28
4.3.2.5	<i>Normas mecánicas del TEMA para Intercambiadores de calor RCB</i>	29
4.3.2.6	<i>Vibración inducida por flujo</i>	29
4.3.2.7	<i>Relaciones térmicas</i>	29
4.3.2.8	<i>Propiedades físicas de fluidos</i>	30
4.3.2.9	<i>Información general</i>	30
4.3.2.10	<i>Designación de Intercambiadores de Coraza y Tubos</i>	30
4.4	ESTADO DEL ARTE	30
5	INGENIERIA DEL PROYECTO	35
6	DISEÑO METODOLOGICO	35
7	METODOLOGIA	36
8	DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS	37
8.1	ESTRUCTURA LÓGICA PARA EL PROCESO DE DISEÑO	37
8.2	PARÁMETROS INICIALES	37
8.2.1	PARÁMETROS PARA EL POSICIONAMIENTO DE LOS FLUIDOS	37
8.2.2	PARÁMETROS PARA LA DISPOSICIÓN DE LOS TUBOS	38
8.3	DISEÑO TÉRMICO	38
8.3.1	BALANCE DE ENERGÍA	38
8.3.2	MÉTODOS DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES	39
8.3.3	ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	44
8.3.4	ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR	44
8.3.5	NÚMERO DE TUBOS	44
8.3.6	NÚMERO DE PASOS POR LOS TUBOS	45
8.3.7	VELOCIDAD DEL FLUIDO	45
8.3.8	TAMAÑO DE LA CORAZA Y NÚMERO REAL DE TUBOS	46
8.3.9	COEFICIENTE DE CALOR GLOBAL REQUERIDO	47
8.3.10	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS TUBOS	48
8.3.11	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA CORAZA	49
8.3.12	COEFICIENTE GLOBAL LIMPIO	53
8.3.13	FACTOR DE ENSUCIAMIENTO	53
8.3.14	COEFICIENTE GLOBAL DE DISEÑO	54
8.3.15	SOBREDIMENSIONAMIENTO Y SOBREDISEÑO	54
8.4	DISEÑO HIDRÁULICO	55

8.4.1	CAÍDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN LOS TUBOS	55
8.4.2	CAÍDA DE PRESIÓN POR RETORNO DE FLUJO EN LOS TUBOS	56
8.4.3	CAÍDA DE PRESIÓN POR BOQUILLAS EN LOS TUBOS	57
8.4.4	CAÍDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN LADO DE LA CORAZA	57
8.4.5	CAÍDA DE PRESIÓN POR BOQUILLAS EN LA CORAZA	59
8.5	DISEÑO MECÁNICO.....	59
8.5.1	CORAZA CILÍNDRICA	59
8.5.2	CORAZA O ENVOLVENTE CILÍNDRICA POR PRESIÓN EXTERNA	60
8.5.3	DISEÑO DE TAPA.....	62
8.5.4	DISEÑO DE ESPEJOS DE TUBOS.	66
8.5.5	DISEÑO DE TUBOS	72
8.5.6	DISEÑO DE DEFLECTORES	74
8.5.7	DISEÑO DE BOQUILLAS	76
9	DESARROLLO DE SOFTWARE.....	77
9.1	MATLAB	77
9.1.1	GUIDE	77
9.2	DIAGRAMA DE FLUJO	78
9.3	PROGRAMA PARA DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	78
10	ANÁLISIS DE RESULTADOS	88
11	CONCLUSIONES.....	89
12	RECOMENDACIONES.....	89
	BIBLIOGRAFIA	91
	ANEXOS	92

INTRODUCCION

En el presente proyecto se realizó el diseño de un software para el cálculo de un intercambiador de calor desde los distintos aspectos que lo proceden. Los intercambiadores de calor forman parte de la industria en general ya que con estos equipos logramos cambios de temperatura en los fluidos ya sea calentando o enfriando, estas operaciones son importantes dado que hay equipos que necesitan un fluido para conservar su temperatura de operación. Dependiendo del uso específico de estos, se pueden clasificar en Condensador, Rehervidor, Vaporizador, Enfriador, Calentador.

El crecimiento de la industria colombiana ha llevado a una gran demanda de intercambiadores de calor, por la complejidad en el diseño y construcción de estos equipos pocas empresas actualmente ofrecen estos servicios. La empresa Siprocá SAS brinda servicios de diseño y construcción de equipos industriales en Bogotá. Pensando ampliar sus campos de servicio se pretende incluir el diseño de intercambiadores de calor, específicamente de coraza y tubos, mediante los cuales se puede acceder a gran parte de la industria en el país. Para esto se planteó un proyecto interno en el cual mediante unas características dadas se realizó un software para el diseño preliminar de un intercambiador tanto hidráulico como térmico. Este programa fue realizado mediante el uso del software MATLAB y su herramienta para interfaces gráficas Guide; también se integró la herramienta de Office Excel para generar una hoja de datos del intercambiador con todos los datos calculados tanto en dimensionamiento como en diseño térmico e hidráulico.

Estos equipos están normalizados por la ASME (American Society of Mechanical Engineers) y TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), estas normas brindan especificaciones, formulas y criterios de diseño y fabricación las cuales permite desarrollar un correcto diseño para una implementación válida en la industria.

1 JUSTIFICACIÓN

En la industria colombiana son usados los intercambiadores de calor en distintos ámbitos, teniendo en cuenta de que uno de los problemas que se presenta es el obtener la temperatura deseada en algunas sustancias (tales como agua, vapor, aceite entre otros) usada en sus procesos. La incorporación del diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos traerá consigo un beneficio a la empresa Siprocah SAS al extender sus campos de acción en la industria en general. Contribuyendo a un desarrollo en el campo de diseño de estos dispositivos dado que actualmente en la ciudad es reducida la oferta de este servicio, por lo cual se obliga al cliente a escoger intercambiadores ya diseñados con ciertos parámetros y adaptarlos a sus procesos; esto genera un impacto ambiental ya que los intercambiadores de calor son equipos de gran consumo de energía y al adaptarlos se deben obtener equipos sobredimensionados que minimizan la eficiencia en el consumo de energía al no explotar completamente sus capacidades, por lo tanto se realizará un software para el cálculo térmico y mecánico de un intercambiador de coraza y tubo, bajo unos parámetros dados por la empresa Siprocah SAS. Este software manejará cinco fluidos para facilitar el cálculo de diversos intercambiadores con el fin de evaluar la viabilidad de implementar este nuevo servicio en la empresa, teniendo en cuenta los conocimientos y experiencia adquirida en la Universidad Los Libertadores.

2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente las industrias colombianas deben estar innovando constantemente en sus procesos para ser competitivas y no desaparecer. En la industria actualmente los intercambiadores de calor son elementos fundamentales en el funcionamiento de sistemas tales como calefacción, refrigeración, acondicionamiento de aire, producción de energía y procesamiento químico, además en aparatos de uso común como calentadores, frigoríficos, ordenadores, radiadores, entre otras.

La empresa Siprocah SAS brinda actualmente servicios de diseño y construcción de equipos industriales en Bogotá. Pensando ampliar sus campos de servicio se pretende incluir el diseño de intercambiadores de calor, específicamente de coraza y tubos, mediante los cuales se puede acceder a gran parte de la industria en el país. Para esto se planteó un proyecto interno en el cual mediante unas características dadas se realice un software para el diseño preliminar de un intercambiador tanto hidráulico, como térmico con la capacidad de manejar cinco tipos de fluidos y tres tipos de materiales, con el fin de evaluar el potencial de diseño que tiene la empresa en esta rama y la viabilidad de implementar este servicio.

2.1 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cómo diseñar un software para el cálculo de intercambiadores de calor (coraza y tubos), que cumpla con los parámetros requeridos y posea características óptimas para su posible implementación en la industria?

3 OBJETIVOS

3.1 OBJETIVOS GENERAL

Programar un software que permita el cálculo de intercambiadores de calor de coraza y tubos que opere con cinco sustancias diferentes de acuerdo a tres parámetros de diseño.

3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Reconocer la normatividad que rige el diseño y construcción de los intercambiadores de calor.
- Identificar las ecuaciones que permiten el diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos.
- Programar el cálculo térmico, hidráulico de un intercambiador de calor de coraza y tubos haciendo uso de un software de programación.

4 MARCO REFERENCIAL

4.1 Marco Teórico:

4.1.1 Número de Nusselt

El número de Nusselt se define como:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (4 - 1)$$

Donde:

k : Conductividad térmica del fluido

L_c : Longitud característica.

El número de Nusselt, es considerando una capa de fluido de espesor L y diferencia de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$, como se muestra en la figura 1. La transferencia de calor a través de la capa de fluido podrá ser por convección cuando tenga algún movimiento y por conducción cuando esté inmóvil. En estos casos, el flujo de calor es: [6]

$$\dot{q}_{conv} = h\Delta T \quad (4 - 2) \quad \dot{q}_{cond} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (4 - 3)$$

Al dividir estas ecuaciones, se obtiene el número de Nusselt.

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{hL}{k} = Nu \quad (4 - 4)$$

El número de Nusselt expone el mejoramiento de la transferencia de calor a través del fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de esta. Entre más grande sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. [6]

Tomada de: Yunus Cengel, Transferencia de Calor y Masa



Figura 1. Transferencia de calor a través de una capa de fluido.

4.1.2 Número de Prandtl

El número de Prandtl adimensional, se define como:

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (4 - 5)$$

Donde el número de Prandtl es la cantidad de calor que se disipa a través del movimiento de un fluido a otro, donde los fluidos con mayor número de Prandtl se disipan con mayor rapidez. [6]

4.1.3 Número de Reynolds

El número de Reynolds depende de la configuración de la superficie donde transite el fluido, “la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido, la cual es una cantidad adimensional” (Cengel, 2007, p.366) y se expresa como: [6]

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de Inercia}}{\text{Fuerzas Viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad (4 - 6)$$

V = es la velocidad corriente superior (equivalente a la velocidad de la corriente libre para una placa plana),

L_c = es la longitud característica de la configuración geométrica

$\nu = \mu / \rho$ es la viscosidad cinemática del fluido.

A números de Reynolds grandes, las fuerzas de inercia, que son proporcionales a la densidad y a la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas y, como consecuencia, estas últimas no pueden impedir las fluctuaciones aleatorias y rápidas del fluido. Sin embargo, a números de Reynolds pequeños o moderados, las fuerzas viscosas son suficientemente grandes como para suprimir estas fluctuaciones y mantener en línea el fluido. Por lo tanto, en el primer caso el flujo es turbulento y en el segundo, laminar. [6]

4.1.4 Transferencia de calor:

La transferencia de calor se relaciona como la capacidad de intercambio de calor entre cuerpos de distintas temperaturas llamados emisor y receptor. La transferencia de energía siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja y esa transferencia se detiene cuando ambos alcanzan la misma temperatura.

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar del emisor al receptor, estas son: conducción, convección y radiación. [4]

4.1.5 Transferencia de calor por conducción:

Es la transferencia de energía de las partículas más activas de una sustancia hacia las más pasivas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La rapidez de la conducción de calor depende de la configuración geométrica, del espesor y el material del medio, así como de la diferencia de temperatura a través de él. [6]

Tomada de: Yunus Cengel, Transferencia de Calor y Masa

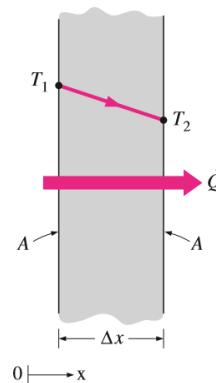


Figura 2. Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor x y área A .

Como se muestra en la figura 2, la rapidez de transferencia de calor \dot{Q} está dada por la ley de la conducción de Fourier. [6]

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (4 - 7)$$

Dónde:

A : Área de transferencia de calor (m^2)

k : Conductividad térmica del material $\left(\frac{W}{m \text{ } ^\circ C}\right)$

$\frac{dT}{dx}$: Gradiente de temperatura

4.1.3 Transferencia de calor por convección:

La convección se define como la transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas limítrofe que están en movimiento. Mientras la velocidad del fluido se haga más rápida mayor será la transferencia de calor por convección. La convección puede recibir el

nombre de convección forzada cuando el fluido se fuerza a fluir sobre la superficie; o convección natural cuando el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje inducidas por las diferencias de densidad del mismo causadas por el cambio de temperatura en ese fluido. [4]

Tomada de: Donald Kern. Procesos de transferencia de calor.

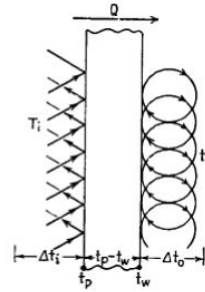


Figura 3. Coeficientes de convección.

En la figura 3, se muestra un caso de convección forzada, la transferencia de calor en este se puede calcular a partir del cambio de calor en cualquiera de los fluidos y en la longitud del tubo en la cual ocurre la transferencia de calor. Se observa que la celeridad de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se puede expresar por la ley de Newton del enfriamiento como: [4]

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (4 - 8)$$

Donde:

h : Coeficiente de convección $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

A_s : Superficie de transferencia de calor (m^2)

4.1.4 Procesos de transferencia

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar en dos tipos, de contacto directo e indirecto. En los intercambiadores de calor de tipo de contacto directo, se transfiere energía entre los fluidos a través del movimiento de partículas del más energético al menos energético. En este tipo de intercambiador no hay pared entre estos y la transferencia de calor ocurre a través del contacto entre las dos corrientes. En estos intercambiadores, la transferencia de calor y masa ocurren simultáneamente. Por otra parte, en los intercambiadores de contacto

indirecto, el calor se transfiere a través de una superficie de transferencia de calor, es decir, una pared que separa los dos fluidos. Los fluidos fríos y calientes fluyen simultáneamente mientras que la energía térmica se transfiere a través de una pared de separación. [3]

4.1.5 Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten la transferencia de calor entre dos o más fluidos a diferentes temperaturas. Las aplicaciones de los intercambiadores de calor son muy variadas y reciben diferentes nombres: [3]

- **Condensador:** Son enfriadores cuyo propósito es eliminar el calor latente.
- **Rehervidor:** Conectado a la base de una torre fraccionadora proporciona calor de re-ebullición que se necesita para la destilación.
- **Vaporizador:** Un calentador que vaporiza parte del líquido.
- **Enfriador:** Enfría un fluido generalmente por medio de agua.
- **Calentador:** Aplica calor sensible a un fluido. [3]

4.1.6 Tipos de Intercambiadores de Calor

Hay varias maneras de clasificar los intercambiadores de calor. [3]

- Intercambiadores de calor según su función.
- Intercambiadores de calor según sus características de construcción.
- Intercambiadores de calor según la trayectoria de los fluidos.

4.1.6.1 Intercambiadores de calor según la trayectoria de los fluidos

De acuerdo a la trayectoria que tienen los fluidos que intervienen en el proceso de los equipos de intercambio de calor pueden clasificarse así: [3]

- **Flujo en paralelo:** Como lo muestra en la Figura 4, cuando el flujo interno y externo fluyen en la misma dirección y sentido, se define flujo paralelo. Los dos fluidos entran al intercambiador de calor por el mismo extremo y la temperatura de los fluidos se aproxima una de la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. [3]

Tomada de: *Heat Exchangers. Kakac, Sadik. Liu, Hongtan.*

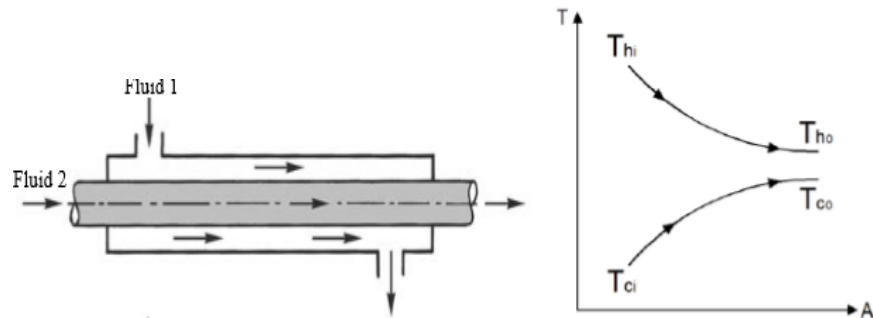


Figura 4. Flujo Paralelo

- **Flujo en contracorriente:** Se presenta contracorriente o contraflujo cuando los dos fluidos corren en sentido opuesto, como se aprecia en la figura 5. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que otros tipos. En contraste con el intercambiador de flujo en paralelo, el intercambiador de contraflujo o contracorriente puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realiza la transferencia de calor en el intercambiador. [3]

Tomada de: *Heat Exchangers. Kakac, Sadik. Liu, Hongtan.*

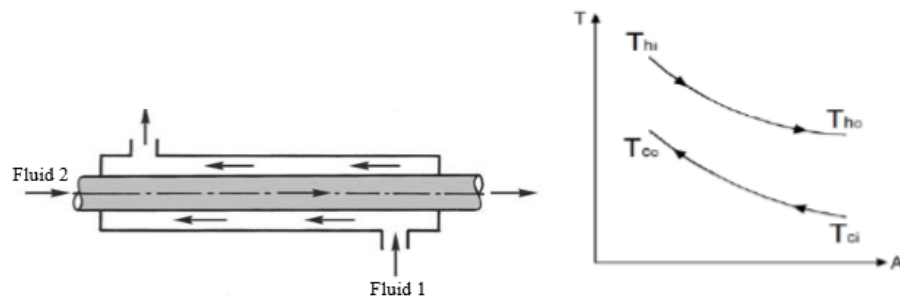


Figura 5. Flujo en Contracorriente

- **Flujo cruzado:** En la figura 6 se muestra el intercambiador de calor de flujo cruzado; uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro, es decir, uno de los fluidos pasa a través de los tubos mientras que el otro pasa por el exterior de estos, formando un ángulo de 90° . [3]

Tomada de: *Heat Exchangers. Kakac, Sadik. Liu, Hongtan*

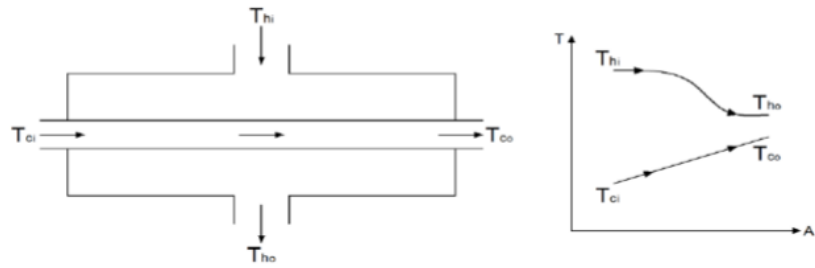


Figura 6. Flujo Cruzado

- **Paso simple y paso múltiple:** Cuando los fluidos del intercambiador, transfieren calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiples pasos. En la figura 7 se muestra un ejemplo de estos intercambiadores. Comúnmente el intercambiador de múltiples pasos alterna el sentido del flujo en los tubos utilizando dobleces en forma de U en los extremos de los tubos, esto permite al fluido circular de regreso e incrementar el área de transferencia del intercambiador. [3]

Tomada de: *Heat Exchangers. Kakac, Sadik. Liu, Hongtan*

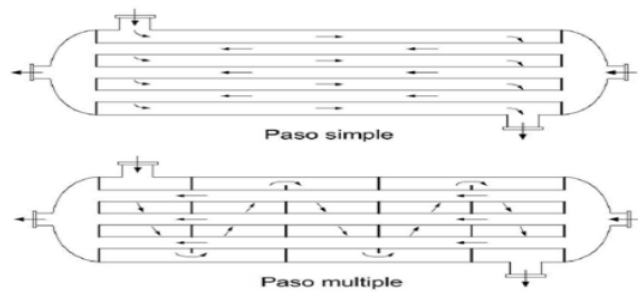


Figura 7. Flujo de paso simple y múltiple

4.1.6.2 Intercambiadores de Calor Según su Función

Los intercambiadores de calor también pueden ser clasificados por su función como Intercambiadores regenerativo y no regenerativos. [4]

- **Intercambiador de Calor Regenerativo.** Un intercambiador regenerativo es aquel donde un fluido transfiere su calor a un regenerador y posteriormente regresa al sistema, ya que el fluido que es removido del proceso principal contiene energía, el calor del fluido que abandona el sistema se usa para recalentar el fluido de regreso. [4]

- **Intercambiador de Calor no regenerativo.** En un intercambiador de calor no regenerativo, el fluido con mayor temperatura es enfriado por un fluido de un sistema separado, y la energía removida no es regresada al sistema. [4]

4.1.6.3 Usos de los intercambiadores de coraza y tubo

Los usos que se le pueden dar a los intercambiadores existentes son variados, pero en general, los intercambiadores son usados para recuperar calor entre dos flujos en un proceso. Los intercambiadores de calor de coraza y tubos se emplean comúnmente para: [6]

- Vapor/Agua, para condensar vapor y/o calentar agua.
- Aceite/Agua, para enfriar aceite en sistemas de lubricación o hidráulicos y transformadores eléctricos.
- Vapor/Combustóleo, para calentar combustóleo en tanques de almacenamiento, fosas de recepción y estaciones de bombeo.
- Aire/Agua, para enfriar aire como Post-enfriadores de compresos de aire.
- Refrigerante/Agua, para condensar refrigerantes.
- Intercambiadores de calor para procesos químicos y/o petroquímicos; fabricados en acero al carbón, acero inoxidable y/o aceros especiales.
- Chillers (Intercambiadores de calor para enfriar agua con gas refrigerante para unidades de agua helada). [6]

4.1.6.4 Intercambiadores de Calor Según sus Características de Construcción

Los intercambiadores de calor se caracterizan principalmente por su construcción, los tres principales tipos de construcción son: [3]

- **Intercambiador de calor de doble tubo.** Este intercambiador de calor consiste en dos tubos de diferentes diámetros, circulando uno de los fluidos en el interior del tubo de menor diámetro y el otro fluido entre ambos, pueden operar con flujo en paralelo y/o contracorriente.
- **Intercambiador de calor de placas.** Un intercambiador de placas es una estructura compuesta de placas corrugadas o ranuras de metal. Las placas son presionadas unas a otras sobre un chasis.
- **Intercambiador de calor de coraza y tubos.** En este tipo de intercambiador se encuentra tubos del mismo diámetro (haz de

tubos), confinados en uno de mayor diámetro (coraza), un fluido es forzado a ingresar en el haz de tubos, mientras que el otro fluye a través de la coraza y en el exterior de los tubos. [3]

4.1.7 Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos se construyen de tubos redondos montados en una coraza cilíndrica con los tubos paralelos a la coraza. Un fluido fluye dentro de los tubos, mientras que el otro fluido a través y a lo largo del eje del intercambiador como se muestra en la Figura 8. Los principales componentes de este intercambiador son tubos (haz de tubos), coraza, cabecera frontal, cabeza de la parte trasera, deflectores y placas de tubos. [6]

Los intercambiadores de calor de coraza y tubos proporcionan grandes superficies de área de transferencia de calor a volumen y peso, que puedan limpiarse fácilmente. Ellos ofrecen una gran flexibilidad para satisfacer casi cualquier requisito de servicio. Los intercambiadores de calor de coraza y tubos pueden ser diseñados para altas presiones relativas a las diferencias de medio ambiente y de alta presión entre las corrientes de fluido. [6]

Tomada de: Yunus Cengel, Transferencia de Calor y Masa

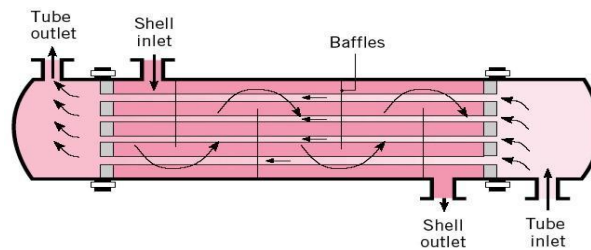


Figura 8. Intercambiador de calor Coraza y tubo

4.1.7.1 Coraza

Es un recipiente cilindro el cual se encuentra bajo presión interna y externa, las diferentes configuraciones se muestran en la figura 9. La coraza es la estructura que permite el paso de fluidos y la transferencia de calor entre los tubos y la coraza. [4]

Tomada de: *Heat Exchangers. Kakac, Sadik. Liu, Hongtan*

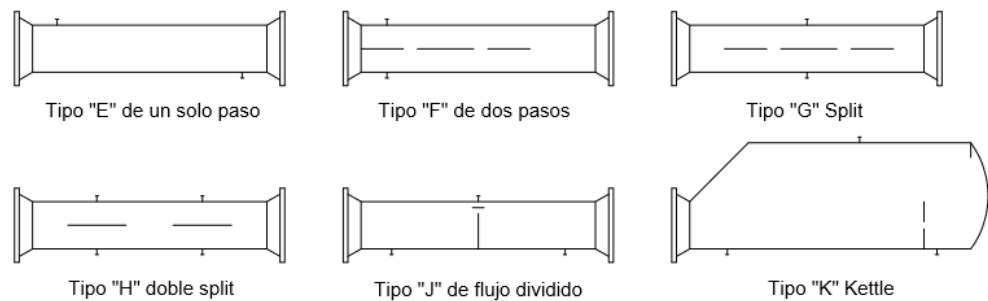


Figura 9. Tipos de Corazas

4.1.7.2 Tubos

“Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, metal Muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidables. Se pueden obtener en diferentes grores de pared, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la Tabla 3 de anexos se enlistan los tamaños de tubo que generalmente están disponibles, de los cuales los de $\frac{3}{4}$ y 1 plg de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor”. (Kern, 1999, p.160). [4]

Tomada de: *Procesos de transferencia de calor. Donald Kern.*

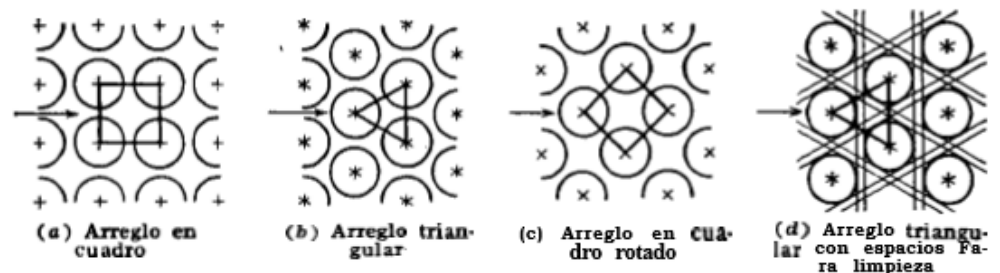


Figura 10. Arreglo de tubos

El espaciado de los tubos (*PT*) es la distancia de centro a centro de los tubos, esta se puede considerar como el diámetro externo del tubo más 0.25 in. En la configuración de los tubos se presenta el arreglo cuadrado el cual permite una limpieza mecánica, el arreglo triangular permite mayor número de tubos, pero menor limpieza mecánica. [4]

4.1.7.3 Espejos

Son placas circulares ranuradas para la colocación de tubos, empaques, varillas tensoras y el círculo de tornillos para bridar a la coraza (cuando se requiera). Los tubos son sostenidos en su lugar al ser insertados en los orificios del espejo y posteriormente son soldados a este. Los orificios en los espejos no deben perforados muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre tubos debilitaría estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. [4]

4.1.7.4 Deflectores

“Es claro que se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores que hacen que el líquido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Esto causa considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido. La distancia centro a centro entre los deflectores se llama espaciado de deflectores. Puesto que los deflectores pueden espaciarse ya sea muy junto o muy separado, la masa velocidad no depende enteramente del diámetro de la coraza.” (Kern, 1999) [4]

Tomada de: Procesos de transferencia de calor. Donald Kern.

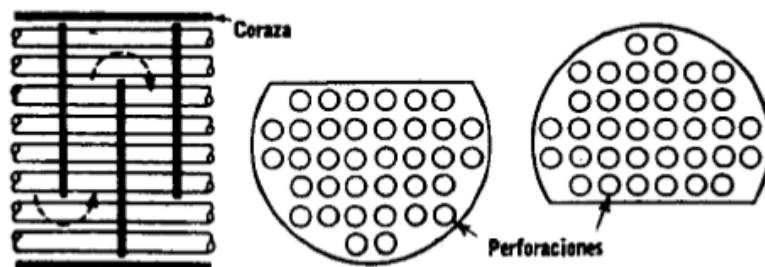


Figura 11. Tipo de Deflectores

Tomada de: *Procesos de transferencia de calor. Donald Kern.*

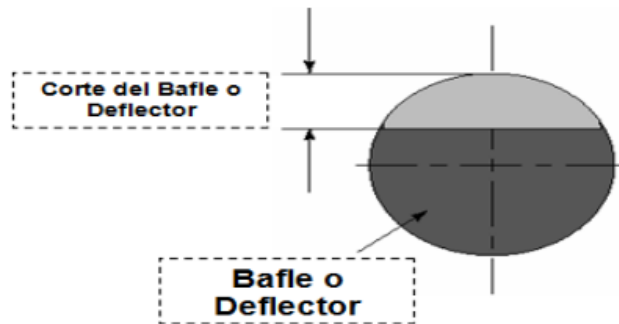


Figura 12. Corte de los Deflectores

4.1.7.5 Barras de soporte

Son los componentes que dan soporte a los baffles y los mantiene a distancia óptima de diseño. Si no se colocaran estas barras durante el ensamble del arreglo de tubos y los baffles de la coraza, los baffles podrían moverse a lo largo de los tubos causando un mal desempeño térmico del intercambiador de calor o daño a los tubos por pandeo o vibración. [3]

Tomada de: *Heat Exchangers. Kakac, Sadik. Liu, Hongtan.*

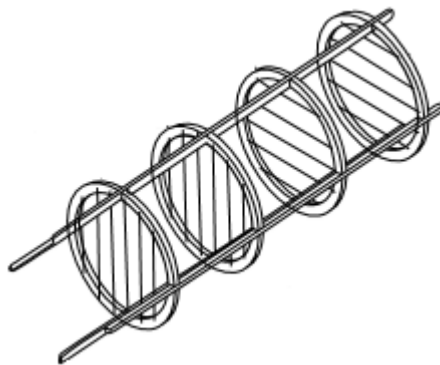


Figura 13. Barras de Soporte

4.1.8 Clasificación de los Intercambiadores de Calor de Coraza y Tubos

Los intercambiadores comúnmente usados por sistemas de mantenimiento, economía, montaje y construcción son los que a continuación se describen:

- **Intercambiador de Calor tipo U:** En este tipo de intercambiador, los tubos son doblados en forma de U y están unidos a una única placa

plana, con el fin de que no puedan moverse relativamente en la coraza eliminando los problemas de movimiento entre la coraza y los tubos, este tipo de intercambiador proporciona que el haz de tubos pueda ser retirado, para realizar la limpieza exterior de los tubos con medios mecánicos, pero es necesario realizar la limpieza química en el interior de los tubos. En los intercambiadores de tubos en U el limitante es trabajar con fluidos no ensuciantes en el lado del tubo. [4]

Tomada de: Procesos de transferencia de calor. Donald Kern.

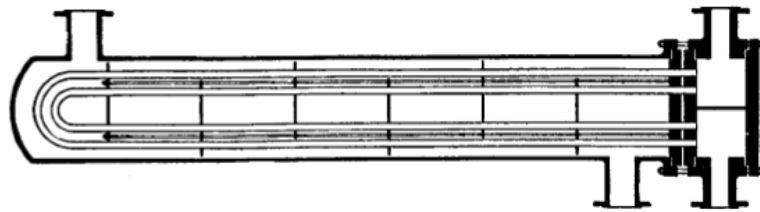


Figura 14. Intercambiador de Calor Tipo U

- **Intercambiador de Cabezal Fijo:** Los intercambiadores de cabezal fijo son el diseño más simple, se construye sin juntas empaquetadas en el lado de la coraza. Pueden tener dos espejos soldados en la coraza, formando una caja para proporcionar un sellado para prevenir las fugas del fluido por el lado coraza, y los cabezales son bridados a la coraza. También se pueden soldar la coraza y los cabezales a los espejos formando una unidad compacta, pero imposibilitando una limpieza de las partes. En este tipo de intercambiador, la coraza puede ser llenada completamente de tubos para lograr la máxima transferencia de calor, pero esto incrementa la caída de presión en el lado de la coraza, y limita el intercambiador de calor a servicios relativamente limpios. Después de remover las cubiertas de los cabezales en cada extremo del intercambiador de calor se obtiene el acceso a los tubos, por lo tanto, los interiores de los tubos pueden ser limpiados por medios mecánicos. Como el haz de tubos no puede ser removido, la limpieza del exterior de los tubos se hace por medio de químicos, esto limita al intercambiador de espejos fijos a trabajar con fluidos ensuciantes por el lado de la coraza, aunque algunos fluidos ensuciantes pueden ser guiados a través de los tubos. [4]

Tomada de: Procesos de transferencia de calor. Donald Kern.

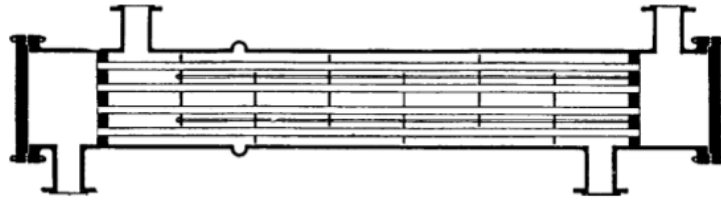


Figura 15. Intercambiador de Cabezal Fijo L o M

- **Intercambiador de Cabezal Flotante:** Este tipo de intercambiador se caracteriza por tener un espejo fijo, mientras que el otro flota permitiendo el movimiento libre entre la coraza y los tubos, esta configuración es la más indicada en servicios en los que la limpieza de tubos o su remplazo es frecuente. Se pueden encontrar dos tipos de intercambiador de cabezal flotante, uno emplea un cabezal flotante con o sin anillo seccionado y el otro usa una empaquetadura para permitir la expansión térmica, aunque este no se usa en servicios con fluidos peligrosos o cuando las fugas pueden ser tóxicas. Otros usan un anillo espaciador y un segundo anillo o abrazadera a 90° de la primera para obtener una unión más fuerte, el cabezal generalmente está sujeto por unas placas. [4]

Tomada de: Procesos de transferencia de calor. Donald Kern.

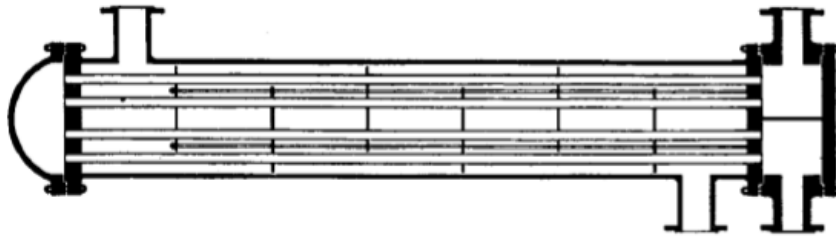


Figura 16. Intercambiador de Cabezal Flotante P o S

4.2 Marco Conceptual:

- **ASME:** American Society of Mechanical Engineers es un conjunto de normas, especificaciones, fórmulas de diseño y criterios basados en muchos años de experiencia, todo aplicado al diseño, fabricación, instalación y recipientes sujetos a presión.

- **CAIDA DE PRESIÓN:** Es la pérdida de presión de un fluido desde un punto inicial a uno final cuando fluye por una tubería debido a factores como la fricción, accesorios entre otros aspectos operativos.
- **CALOR:** Es la energía transferida a través de una frontera de un sistema debido a la diferencia de temperatura entre el sistema y el entorno del sistema, los sistemas no contienen calor, contienen energía, y el calor es una energía en tránsito.
- **COEFICIENTE DE CONVECCIÓN:** Es una función de la geometría del sistema, de las propiedades del fluido, de la velocidad del flujo y de la diferencia de temperaturas.
- **FLUJO LAMINAR:** Es un flujo que tiene un movimiento ordenado, en el que las partículas del fluido se mueven en líneas paralelas (capas), sin que se produzca mezcla de la materia entre las distintas capas.
- **FLUJO MASICO:** Se llama flujo másico a la cantidad de masa que atraviesa una determinada superficie cada segundo y tiene unidades Kg/s, Lb/s.
- **FLUJO TURBULENTO:** Es un flujo que tiene un movimiento caótico, desordenado con mezcla intensiva entre las distintas capas.
- **HAZ DE TUBOS:** Es el elemento formado por un conjunto de tubos, situado en el interior de la coraza y orientado paralelamente a ella.
- **NUSSELT:** El número de nusselt (Un) es un numero adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido circula o fluye (por convección) comparada con la transferencia de calor si esta ocurriera solamente por conducción.
- **PRANDTL:** El número de prandtl (Pr) es un numero adimensional proporcional al cociente entre la difusividad del momento (viscosidad) y la difusividad térmica.
- **REYNOLDS:** El Reynolds es un numero adimensional definida como la relación entre los términos conectivos y los términos viscosos de la ecuación de Navier Stokes que gobiernan el movimiento de los fluidos.
- **TEMA:** Tubular Exchangers Manufacturers Association es una norma internacional que tiene como finalidad regular los criterios de diseño y fabricación de los intercambiadores de coraza y tubos.

4.3 Marco Legal y Normativo:

El código más empleado en el diseño de Intercambiadores de calor, es el ASME (American Society of Mechanical Engineers) este se encuentra constituido por un conjunto de normas, especificaciones, fórmulas de diseño y criterios que permite construir un equipo optimo y eficiente para las características del proceso y operatividad en la planta.

La aplicación de este código, requiere un amplio criterio del diseñador para la implementación correcta del mismo en el diseño. También existen las

normas TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association) cuyo objetivo es regular los criterios de diseño y fabricación de intercambiadores de coraza y tubos.

Todos los elementos que constituyen la construcción de intercambiadores de calor, están normalizados por la TEMA, la cual especifica las características mecánicas y térmicas para el diseño del equipo correspondiente a las diversas condiciones de funcionamiento.

4.3.1 El Código ASME

Presenta todo lo referente al diseño y operación de calderas y recipientes a presión, se compone de XI secciones, de las cuales la VIII está dedicada exclusivamente a los recipientes a presión. A continuación, se hace una descripción de la sección VIII, división I:

Consta de tres subsecciones:

- a) Requisitos generales
- b) Requisitos concernientes a los métodos de diseño y fabricación de los recipientes sujetos a presión
- c) Requisitos concernientes a las clases de materiales

4.3.1.1 Subsección A

Esta subsección también se conoce como la parte UG y trata de los requisitos mínimos concernientes a materiales, diseño, aberturas y refuerzos, superficies reforzadas y apoyadas, ligamentos, fabricación, inspección y prueba, estampado de reportes y dispositivos de alivio de presión.

- Materiales - UG-4 a UG-15; hace referencia a los requisitos que deben cumplir los diferentes tipos de materiales empleados en los recipientes sujetos a presión.
- Diseño. - UG-16 a UG-35; Establece que el espesor mínimo para las corazas y las tapas debe ser de 1/16" sin considerar lo correspondiente a la corrosión; también aclara que las condiciones de diseño deben ser la más críticas que se esperen en operación normal. Proporciona las ecuaciones para el diseño de coraza y tubos bajo condiciones de presión interna y externa. También proporciona las ecuaciones para el diseño de tapas.

- Aberturas y refuerzos, - UG-36 a UG-46; trata o referente a los refuerzos que deben colocarse a las aberturas que se necesiten para las boquillas en las coraza y cabezas.
- Superficies reforzadas y apoyadas. - UG-47 a UG-50; se proporciona las ecuaciones de cálculo para este tipo de superficies; los tipos y las dimensiones de los pernos y la localización de los mismos.
- Ligamentos - UG-53 a UG-55; se presentan las eficiencias de los ligamentos de los diferentes tipos de placas perforadas.
- Fabricación. - UG-75 a UG-85, trata lo referente a la fabricación, como es la identificación de materiales, reparación de defectos de materiales, formado de coraza y tapas, la redondez permitida para las corazas, pruebas Charpy y tratamiento térmico.
- Inspección y prueba. - UG-90 a UG-103; se define lo que es un inspector y las inspecciones que debe realizar durante la construcción; trata también sobre los diferentes tipos de pruebas.
- Estampado y reportes - UG-115 a UG-120; se señala los requisitos a cumplir por el fabricante para que el elemento fabricado reciba el estampado correspondiente; también indica los datos que debe contener la placa y por último se indica el tipo de reporte que debe ser llenado por el fabricante y que debe ser firmado por el inspector.
- Dispositivos de alivio de presión. - UG-125 a UG-136; se indica las características que deben cumplir estos dispositivos.

4.3.1.2 Subsección B.

Está subsección trata sobre los requisitos mínimos para los diferentes métodos de fabricación.

- Parte UW. - En esta parte se tratan los requisitos para la fabricación por soldadura de los recipientes sujetos a presión.

En las generalidades especifican los diferentes tipos de usarse juntas soldadas. Con respecto a los materiales, se establecen las diferentes clases y cualidades que deben para la construcción de los recipientes sujetos a presión.

En la parte de diseño se trata el diseño de juntas soldadas, tratamiento térmico al que deben someterse los exámenes por radiografía y por ultrasonido que deben realizarse, las eficiencias de las juntas, los detalles de los diferentes tipos de juntas, aberturas cercanas a soldaduras, y conexiones soldadas.

En la fabricación se tratan los procesos de soldadura y su calificación, las pruebas a los soldadores, las temperaturas permisibles de soldadura, los tipos de cortes, la limpieza de la superficie a soldar, tolerancias y reparación de defectos de soldadura.

En la inspección y prueba, se trata la supervisión del procedimiento de soldadura, la calificación de soldadores, supervisión del tratamiento térmico, pruebas no destructivas, exámenes radiográficos, exámenes ultrasónicos y el estampado y reportes.

- Parte UF. - Trata lo referente a la fabricación por forja de recipientes sujetos a presión.
- Parte UB - Presenta los requisitos de fabricación por soldadura no ferrosa para los recipientes sujetos a presión.

4.3.1.3 Subsección C

En esta subsección, el código trata lo referente a los materiales de construcción de los recipientes sujetos a presión.

- Parte UCS - Señala los requisitos a cumplir con los recipientes sujetos a presión contruidos en aceros al carbón y aceros de baja aleación. Esta parte se completa con sus respectivas tablas de valores de esfuerzos admisibles para el diseño.
- Parte UNF. - Se refiere a los requisitos para recipientes a presión contruidos de materiales no ferrosos. Su complemento se encuentra en las tablas de valores de esfuerzos admisibles para el diseño.
- Parte UMA. - Trata los requisitos a cubrir por los recipientes sujetos a presión contruidos de aceros de alta aleación. Se complementa con sus tablas de valores de admisibles para el diseño.
- Parte UCI - Trata los requisitos a cubrir por los recipientes contruidos de hierro fundido.

- Parte UTH. - Se refiere a requisitos para recipientes sujetos a presión contruidos de acero ferrítico con propiedades de alta resistencia a la tensión; se complementa con las tablas de valores de esfuerzos admisibles para el diseño. (ASME,2001)

4.3.2 Normas TEMA

El tema trata lo relacionado a los Intercambiadores de calor de coraza y tubos. Su contenido es el siguiente:

- N: Nomenclatura
- F: Tolerancias de fabricación
- G: Fabricación en general e información de funcionamiento
- E: Instalación operación y mantenimiento
- RCB: Normas mecánicas del TEMA para Intercambiadores de calor RCB
- V: Vibración inducida por flujo
- T: Relaciones térmicas
- P: Propiedades físicas de fluidos
- D: Información general
- RGP: Recomendaciones Prácticas

4.3.2.1 Nomenclatura

Presenta de manera normalizada, una nomenclatura para los diferentes tipos de intercambiadores de calor

4.3.2.2 Tolerancias de fabricación

Establece las tolerancias admisibles en la construcción

4.3.2.3 Fabricación en general e información

Inicia con una hoja de datos necesarios que deben suministrarse para lograr el diseño adecuado. Posteriormente cubre lo relacionado a inspección, a datos de placa, a dibujos, reportes y a las características generales de construcción.

4.3.2.4 Instalación operación y mantenimiento

Se señala que la correcta instalación y el mantenimiento preventivo son responsabilidades del usuario. Con respecto a la instalación se trata sobre las características del sitio de instalación, así como la limpieza que debe efectuarse antes de la instalación. Con respecto a la operación, se debe tener la información suficiente para ese propósito.

4.3.2.5 Normas mecánicas del TEMA para Intercambiadores de calor RCB

Define tres clases de intercambiadores, R, C y B, especificando que deben cumplir con la sección VIII, división I del ASME. Señala la presión de diseño, las pruebas, las temperaturas del metal, las normas admisibles de corrosión. Con respecto a los tubos, especifica sus longitudes, sus diámetros y sus calibres, los espaciamientos y los tipos de sus arreglos.

- Para las corazas y las tapas se tratan los diámetros, las tolerancias, así como los espesores mínimos.
- Muestra los diferentes tipos de deflectores, sus espesores, sus espaciamientos, protecciones contra la erosión en las áreas de entrada y salida; y las características de los separadores.
- Describe las características constructivas de las cabezas flotantes y de los empaques.
- Pone especial énfasis en el diseño de los espejos de tubos, proporcionando las ecuaciones de cálculo de los espesores. Proporciona los métodos de cálculo de elementos flexibles de la coraza. También trata lo relacionado a las boquillas y a las bridas.

4.3.2.6 Vibración inducida por flujo

Aquí se indica que el problema de la inducción de vibraciones por el flujo es muy complejo y que todavía no se tiene una solución del tipo analítico.

Se describen los diferentes daños por vibración y las regiones de falla. Se tratan las características de la frecuencia natural, los esfuerzos axiales en los tubos, el amortiguamiento y proporciona el método de cálculo de la velocidad crítica de flujo.

4.3.2.7 Relaciones térmicas

Se hace un estudio del problema térmico, mediante la relación básica de transmisión de calor y de la determinación del coeficiente global de transmisión de calor. Se trata el problema de ensuciamiento y de la diferencia media de temperaturas. También se presentan las relaciones que permiten el cálculo de las temperaturas medias de la coraza y los tubos.

4.3.2.8 Propiedades físicas de fluidos

Se proporciona un amplio conjunto de datos en forma gráfica y tabular de fluidos muy importantes, principalmente hidrocarburos.

4.3.2.9 Información general

Se encuentra información general sobre dimensiones de tubos de conexiones y de bridas. También se proporcionan tablas de conductividades térmicas de metales y de coeficiente medios de expresión.

4.3.2.10 Designación de Intercambiadores de Coraza y Tubos

Las normas T.E.M.A clasifica los intercambiadores de coraza y tubos en tres clases de acuerdo al proceso y las condiciones de operación los cuales se mencionan a continuación:

- Clase R: Incluye los intercambiadores de calor que utilizan en la industria del petróleo y los procesos similares.
- Clase C: Abarca a los intercambiadores de calor en procesos moderados tales como comerciales y generales.
- Clase B: Incluye los intercambiadores de calor que se utilizan en procesos químicos.

TEMA también propone un sistema de normas para la designación de los tipos de intercambiadores, conformada por tres letras que definen completamente el equipo. La primera letra designa al tipo de cabezal entrada o estacionario empleado; la segunda el tipo de casco o coraza y la tercera al tipo de cabezal posterior o salida (Tabla 2).

- Tipo de cabezal estacionario: Letras A, B, C, D, N.
- Tipo de coraza o casco: Letras E, F, G, H, J, K, X.
- Tipo de cabezal posterior: Letras L, M, N, P, S, T, U, W.

Por lo tanto, la descripción completa de estos equipos es como sigue: Diámetro de la Coraza / Longitud de los tubos XXX, donde XXX es igual a las letras que los definen. (TEMA, 2007)

4.4 Estado del Arte

Burbano Rojas, Sonia Paola. (2014). DISEÑO DE UN MÓDULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS (Trabajo de grado) Universidad Santo Tomás, Bogotá D.C., Colombia. En este proyecto se realiza el diseño de un módulo didáctico de intercambiador de

calor de coraza y tubos, en el cual los fluidos empleados son vapor en la coraza y agua por dentro de los tubos, este diseño fue realizado para el laboratorio de ciencias térmicas de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Santo Tomás. El diseño del equipo se realizó en tres etapas: Diseño térmico que sirve para determinar las dimensiones de los tubos y el número de pasos, además se encontraron establecidos los materiales y los espesores que llevarán los componentes del equipo; por medio del Diseño Mecánico y en el Diseño Hidráulico se calcula la caída de presión en el equipo. El intercambiador de calor de coraza y tubos fue diseñado con un calor de 20593,59W que aumenta la temperatura del agua, además se realizó una rutina en EXCE que sirve para calcular las dimensiones del intercambiador de coraza y tubos para facilitar un aprendizaje didáctico, y se plantearon guías de laboratorio con las cuales el estudiante desarrollará diferentes habilidades de cálculo a partir de datos reales y experimentales.

Dra. Aguilar Osorio, Rita. Flores González, Rafael. METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO DE CORAZA. Instituto Politécnico Nacional, México. Revista de la Asociación Mexicana de Metodología de la Ciencia y de la Investigación, A.C. Volumen 2, Número 1, enero - junio de 2010, México. En este trabajo se presenta la metodología para el diseño mecánico de un intercambiador de calor de tubo y coraza. Para el desarrollo de esta metodología se consideraron las características del fluido de trabajo, que en este caso fue agua fría y agua caliente, los flujos, las temperaturas máximas y mínimas de operación, la corrosión permisible, los esfuerzos permisibles de los materiales, las condiciones del banco de pruebas y el espacio en el laboratorio. Para la aplicación de la metodología propuesta se desarrolló un programa computacional utilizando el lenguaje Visual Basic, con el cual se obtuvieron las dimensiones de los componentes del intercambiador. Con los resultados obtenidos se fabricó el intercambiador de calor. Este trabajo muestra que desarrollando una metodología es posible realizar proyectos de desarrollo tecnológico, obteniendo resultados más eficientes y confiables, la metodología es una herramienta que relaciona una propuesta de investigación o un problema a resolver con los resultados.

Galvis Díaz, Albeiro. Pacheco Zúñiga, Danilo de Jesús. DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR CORAZA Y TUBOS PARA OPTIMIZAR EL MARGEN DE REFINACIÓN EN LA UNIDAD DE DESTILACIÓN COMBINADA DE LA REFINERÍA DE CARTAGENA (RCSA) (Trabajo de grado). Universidad San Buenaventura, Cartagena. En este proyecto se diseña un intercambiador de calor coraza y tubos para optimizar el margen

de refinación en la Unidad de Destilación Combinada de la Refinería de Cartagena (RCSA) para que operara en paralelo con el intercambiador PS-E-8A, con el fin de permitir que se procese los 80000 BPD de carga de crudo establecidos en el diseño de la unidad de destilación combinada y asumir la carga térmica para el almacenamiento seguro del gasóleo. Se compararon los parámetros térmicos e hidráulicos pertinentes del diseño del intercambiador AES, entre el software HTRI y el programa desarrollado en Excel para la selección de diseño óptima. Se realizó un estudio en el cual se considera que tanto el tiempo de investigación, de implementación y de recuperación de la inversión son mínimos en comparación con las ganancias que tendrá con la implementación del intercambiador de calor de coraza y tubos, por lo cual se tiene considerado que la inversión será recuperada entre 2 a 4 meses basados en un aumento considerable de la producción en un 6% de la carga actual de crudo, el tiempo de implementación aproximadamente se estima entre 1 a 3 meses, por lo tanto refleja que en cuestión de tiempo es sumamente favorable porque se verá un cambio positivo en un corto plazo.

Fonseca Picón, Laura Andrea. Riveros Vargas, Laura Marcela. (2009). DISEÑO TERMICO Y MECANICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CASCO Y TUBO. Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga. El objetivo de este proyecto fue la realización de una herramienta de software para integrar el diseño térmico y mecánico de los intercambiadores de calor de casco y tubo basándose en las normas ASME y las recomendaciones TEMA utilizadas para el diseño. Se integraron varias herramientas informáticas como MATLAB en el que se realizó el diseño mecánico y térmico, y SOLIDWORKS para planos realizando la integración de texto, imágenes y gráficos. El resultado obtenido es una herramienta de fácil manejo en la cual se presenta de manera organizada el proceso de diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubos, en donde se le permite al usuario la comprensión de la secuencia del software para la obtención de resultados en planos. Esta herramienta permite seleccionar el tipo de diseño a realizar (térmico o mecánico), una vez seleccionado el diseño, el usuario introduce los datos requeridos y da la orden para que se realicen los cálculos obteniendo el diseño.

Peñaloza Pérez, Jairo Lenin. Urgiles Remache, Fausto Marcelo. (2009). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBERÍA ALETADA PARA EL LABORATORIO DE TÉRMICAS DE LA FACULTAD DE MECÁNICA. Escuela Superior Politécnica de

Chimborazo, Riobamba – Ecuador. Se diseñaron y construyeron intercambiadores de calor de flujo cruzado con tubo aletado y tubo sin aletas, donde los fluidos involucrados fueron: vapor en el interior de los tubos y aire por el exterior de ellos. El diseño se realizó en base a normativas internacionales como es el ASME, TEMA y ASRHAE. Para la predicción de resultados se empleó el método LMTD (Diferencia de temperaturas medias logarítmicas). El equipo resultante es capaz de entregar datos de temperaturas simultáneas a la entrada y salida tanto del vapor como del aire y a su vez tiene la opción de enlace con un computador que mediante el uso del programa LabView se pueden visualizar curvas del comportamiento de las temperaturas para una mejor interpretación visual. Al realizar las pruebas con los intercambiadores de calor y analizar los resultados, se observó con la ventaja que brinda el adicionar aletas a la superficie exterior de los tubos, lo que significa un aumento del área de transferencia que deriva en un incremento en la eficiencia del intercambiador de calor.

Montesinos, Juan José. (2009). DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA EL BIODIGESTOR AESCALA PILOTO Y CONTROL DE LAS CONDICIONES DE TEMPERATURA. (Trabajo de Grado) Universidad San Francisco de Quito, Quito. Este proyecto incluye el diseño y construcción de un intercambiador de calor para el biodigestor a escala piloto del Laboratorio de Desarrollo de Energías Alternativas de la USFQ LADEA. El biorreactor contiene bacterias anaeróbicas que al digerir desechos orgánicos producen biogás que contiene principalmente metano. Para que las bacterias produzcan la mayor cantidad de biogás, su temperatura debe estar entre 35-40 °C. Por las condiciones climáticas de la ciudad de Cumbayá, la temperatura del biorreactor se mantiene entre 25-28 °C, por lo que se decidió construir un intercambiador de calor para incrementar la temperatura del biorreactor a los niveles deseados y aislar el biorreactor mediante un recubrimiento de lana de vidrio y aluminio. Una vez realizadas las investigaciones respectivas de los tipos de intercambiadores de calor existentes, se determinó que la mejor opción para este caso es un intercambiador de tubo y coraza. La ventaja de este intercambiador es que provee de buena transferencia de calor y es muy compacto por lo que se prevé un ahorro de espacio. Las condiciones de temperatura dentro del biorreactor son medidas mediante un sensor tipo RTD en el centro del biorreactor. Un controlador automático recibirá la señal de temperatura del biorreactor; si está más bajo que el punto de consigna encenderá la resistencia del intercambiador para que el agua del tanque sea

calentada y por tanto calentará el lodo que pasa por el tubo de cobre. Una vez alcanzado el punto de consigna el controlador apagará la resistencia del intercambiador.

Salazar Valdez, José Fernando. (2001). DISEÑO DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. Universidad Autónoma de Nuevo León, San Nicolás de Los Garza, N.L. En esta tesis se realiza la descripción de algunos equipos de Transferencia de calor, las ecuaciones básicas para el análisis del diseño mecánico por medio de la diferencia media logarítmica de temperaturas y el método de efectividad - número de unidades de transferencia. Se da el procedimiento a seguir para el diseño mecánico de un intercambiador de calor según las normas ASME y TEMA, y se realizó el estudio de los principales efectos del ensuciamiento, como se clasifican y se plantean los principales tipos de prevención. Finalmente realizan el diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubo de baja presión para Isobutano líquido como fluido de trabajo en un ciclo de potencia geotérmico.

Fiderman Machuca, Oscar Urresta. SOFTWARE PARA LA ENSEÑANZA DE LA DINÁMICA Y CONTROL DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA. Universidad del Valle, Escuela de Ingeniería Química A.A. 25360. Cali, Colombia. Este trabajo presenta la estructura de un software desarrollado para la enseñanza y aprendizaje de la dinámica y control de intercambiadores de calor de tubos y coraza. El programa presenta, de manera numérica y gráfica, el comportamiento dinámico en lazo abierto y cerrado del proceso para diferentes parámetros de diseño y condiciones de operación variables. El software permite modificar condiciones tanto de operación como de diseño, por ejemplo, temperatura y caudales de entrada a los tubos y coraza, número y longitud de tubos, número de pasos, diámetro externo e interno de los tubos, diámetro interno de coraza y factor de ensuciamiento. El desarrollo del software permitió la integración de aspectos del diseño de equipos y condiciones de operación en la dinámica y el control de un intercambiador de calor. Este nuevo aspecto permitió desarrollar diferentes esquemas de enseñanza basado en la solución de problemas complejos. El uso del software tuvo aceptación entre los estudiantes de los cursos de dinámica y control de procesos, de la Universidad del Valle, por cuanto permite el desarrollo de análisis de problemas complejos.

5 INGENIERIA DEL PROYECTO

Para llevar a cabo este proyecto se implementarán los conocimientos adquiridos en las áreas de Ingeniería de Proyectos, diseño mecánico, transferencia de calor y maquinas térmicas. Fuentes bibliográficas tales como libros correspondientes al tema de diseño, transferencia de calor y temas relacionado, software de cálculo como Excel y/o Matlab y software de diseño como Solid Edge, Auto CAD y/o SolidWorks.

6 DISEÑO METODOLOGICO

NIVEL	MODELO	COMPLEJIDAD	PROFUNDIDAD	ETAPAS	SECTOR DE IMPACTO
Conceptual	Empírico	Dispositivo Subsistema	Aplicación	Modelización	Académico
Basico	Heurístico	Máquina o Equipo	Investigación Aplicada	Diseño	Tecnológico y/o Industrial
Detalle	Matemático	Proceso o Subproceso	Investigación Formal	Simulación	Social y/o Ambiental
Implementacion	Normativo	Linea de Producción	Innovación	Construcción Prototipo	Científico

El nivel de ingeniería que se desarrollará en este proyecto, será de detalle mediante la cual se especifican todos los insumos y elementos requeridos. En este nivel se desarrollarán actividades de la naturaleza del proyecto, tales como:

- Elaboración de especificaciones técnicas.
- Selección de materiales de fabricación.
- Cálculos de componentes específicos y estructurales.
- Selección de equipos, acoples y elementos mecánicos de unión, de fijación y demás.
- Planos de fabricación y planos de conjunto y de detalle.
- Elaboración de Planos, diagramas y dibujos requeridos.
- Elaboración de Presupuestos.

El modelo del proyecto está en caminado a un modelo Matemático-Normativo en el cual partiendo de las leyes fundamentales de la naturaleza que se traducen en ecuaciones para reflejar el comportamiento de los fenómenos presentes en el diseño de un intercambiador y basándose en normas y

protocolos de validación definidos por entidades establecidas como la TEMA y la ASME.

El nivel de desarrollo del proyecto hace referencia al alcance del producto final el cual será un dispositivo siendo un componente funcional básico encaminado a ejercer una tarea específica dentro de un sistema como el intercambio de calor entre dos entre dos fluidos para un determinado fin. Por tanto, el nivel de profundización de aplicación presenta el desarrollo del proyecto como solución a un problema real, basado en implementaciones ya existentes.

La etapa principal del proyecto es la de diseño, con la aplicación de las metodologías pertinentes para el desarrollo de un intercambiador. Este diseño incluirá los componentes que tengan que ser fabricados con sus planos de soporte, memorias de cálculo, selección de materiales de fabricación y dimensionamiento geométrico y formal con su validación a través de herramientas CAD.

7 METODOLOGIA

Fase	Objetivos	Actividades	
Fase de Documentación	• Identificar la normatividad que rige el diseño y construcción de los intercambiadores de calor.	1.	Documentacion teórica
		2.	Normatividad ASME
		3.	Normatividad TEMA
Fase de Diseño Termico	• Realizar el diseño térmico de un intercambiador de calor de carcazas y tubos.	1.	Realizar el balance de energia
		2.	Identificar los coeficientes de transferencia de calor
		3.	Hallar la temperatura media logaritmica
		4.	Determinar los coeficientes de calor
		5.	Identificar el factor de ensuciamiento
Fase de Diseño Mecanico	• Realizar el diseño mecánico de un intercambiador de calor de carcazas y tubos	1.	Designar los diametros de coraza y tubos
		2.	Determinar geometria inicial de los tubos
		3.	Hallar número de paso por los tubos
		4.	Determinar la caida de presion
		5.	Determinar la geometría de los deflectores
Fase de Documentación	• Establecer las especificaciones técnicas del intercambiador.	1.	Determinar características tecnicas del intercambiador
		2.	Realizar software de diseño y generar reporte final

8 DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

8.1 Estructura lógica para el proceso de diseño

Tomada de: Heat Exchangers. Kakac, Sadik. Liu, Hongtan.

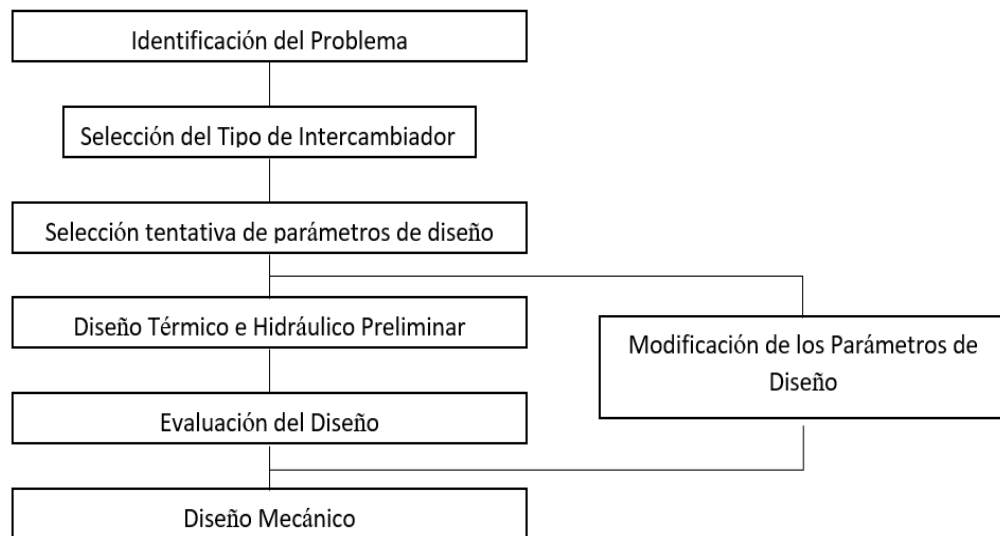


Figura 17. Estructura lógica para el proceso de diseño de intercambiadores

8.2 Parámetros Iniciales

8.2.1 Parámetros para el posicionamiento de los fluidos

- El fluido con mayor presión va por los tubos.
- El fluido más corrosivo va por los tubos.
- El fluido con menor coeficiente de transferencia de calor va por la coraza.

- Agua de enfriamiento va por los tubos.
- El fluido menos viscoso va por los tubos.
- Si hay vapores que se condensan estos van por coraza a no ser que sean corrosivos.
- El fluido con mayor diferencia de temperatura va por la coraza.
- El fluido más caliente usualmente va por los tubos.

8.2.2 Parámetros para la disposición de los tubos

- Las disposiciones más comunes son triangular y cuadrada, sin embargo, la cuadrada girada también es empleada. Con distribución triangular se pueden acomodar más tubos obteniendo un mayor coeficiente de transferencia de calor y mayor pérdida de presión.
- El espacio entre tubos es mayor a 0.25 pulgadas de diámetro.
- La disposición triangular dificulta la limpieza y es usualmente empleada con fluidos con pocos depósitos.
- La disposición cuadrada girada provee un mejor coeficiente de transferencia de calor, una mayor caída de presión comparada con la cuadrada. Es útil para números de Reynolds bajos ($Re < 2000$). [3]

8.3 Diseño térmico

8.3.1 Balance de energía

La primera ley de la termodinámica indica que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío; es decir,

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,sal} - T_{c,ent}) \quad (5 - 1)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,sal} - T_{h,ent}) \quad (5 - 2)$$

Los subíndices c y h se refieren a los fluidos frío y caliente, respectivamente, y

$$\dot{m}_c, \dot{m}_h = \text{Flujo Masico} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$C_{pc}, C_{ph} = \text{calores específicos} \left(\frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} \right)$$

$$T_{c,sal}, T_{h,sal} = \text{temperaturas de salida (} ^\circ C \text{)}$$

$$T_{c,ent}, T_{h,ent} = \text{temperaturas de entrada (} ^\circ C \text{)}$$

La razón de transferencia de calor \dot{Q} es una cantidad positiva e indica que su dirección va del fluido caliente hacia el frío, de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica.

En el análisis de los intercambiadores de calor se combina el gasto de masa y el calor específico de un fluido en una sola cantidad, llamada razón de capacidad calórica y se define por las corrientes de los fluidos caliente y frío.

La razón de capacidad calórica de una corriente de fluido representa la velocidad de transferencia de calor necesaria para cambiar la temperatura de esa corriente en 1°C conforme fluye por el intercambiador de calor. [6]

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad (5 - 3) \text{ es una cantidad finita. [6]}$$

8.3.2 Método de Diseño de Intercambiadores de calor

El LMTD es un método de diseño, en el cual, con el conocimiento de las temperaturas de entrada y salida, y el flujo másico de los fluidos es posible determinar el área de transferencia de calor siguiendo un procedimiento lógico. Considerando que lo que se desea es realizar el diseño, más no el análisis, de un intercambiador, se selecciona el método LMTD. Este método facilita la utilización de programas de computadora para realizar el diseño. [6]

- **MÉTODO DE LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA:** La diferencia de temperaturas entre los fluidos varía a lo largo del intercambiador y resulta conveniente tener una diferencia media de temperaturas logarítmicas para usarse, resultando: [6]

$$\dot{Q} = UA_s LMTD \quad (5 - 4)$$

Suponiendo que la superficie exterior del intercambiador este bien aislada, de modo que cualquier transferencia de calor ocurre entre los dos

fluidos, un balance de energía en cada fluido se puede expresar como:
[6]

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_h C_{ph} dT_h \quad (5 - 5)$$

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_h C_{ph} dT_h \quad (5 - 6)$$

La razón de la pérdida de calor desde el fluido caliente, es igual a la razón de la ganancia de calor por el fluido frío. El cambio en la temperatura del fluido caliente es una cantidad negativa y, por consiguiente, se añade un signo negativo para hacer que la razón de la transferencia de calor \dot{Q} sea una cantidad positiva. Si se despejan de las ecuaciones antes dadas se obtienen dT_h y dT_c y al restar la segunda de la primera se obtiene, la ecuación 5 – 9 [6]

$$dT_h = -\frac{\delta \dot{Q}}{\dot{m}_h C_{ph}} \quad (5 - 7)$$

$$dT_c = -\frac{\delta \dot{Q}}{\dot{m}_c C_{pc}} \quad (5 - 8)$$

$$dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -\delta \dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} \right) \quad (5 - 9)$$

La razón de la transferencia de calor en el intercambiador también se puede expresar como:

$$\delta \dot{Q} = U(T_h - T_c) dA_s \quad (5 - 10)$$

Al sustituir esta ecuación en la 5 – 9 y reacomodar los términos da

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U dA_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} \right) \quad (5 - 11)$$

Al hacer la integración desde la entrada del intercambiador hasta su salida, se obtiene

$$\ln \frac{T_{h,sal} - T_{c,sal}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}} = -U A_s \left(\frac{1}{\dot{m}_h C_{ph}} + \frac{1}{\dot{m}_c C_{pc}} \right) \quad (5 - 12)$$

Por último, se despejan de las ecuaciones 5 – 7 y 5 – 9 $\dot{m}_h C_{ph}$ y $\dot{m}_h C_{ph}$ y se sustituyen en la ecuación 5 – 12, que después de un poco de reacomodo produce [6]

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{ml} \quad (5 - 13)$$

en donde

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (5 - 14)$$

Esta ecuación describe la diferencia de temperatura media logarítmica, que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor. En este caso, T_1 y T_2 representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador. (Figura 18). [6]

Tomadas de: Yunus A. Cengel, Transferencia de Calor y Masa

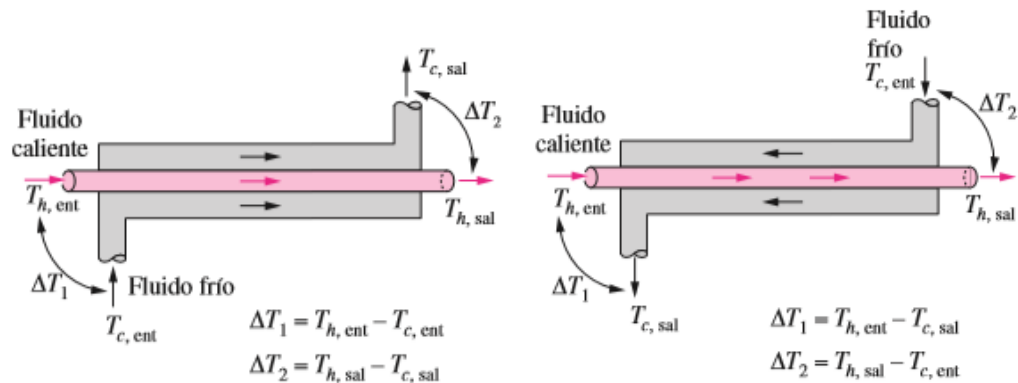


Figura 18. Intercambiadores de Calor de Flujo Paralelo y Contraflujo

- **Uso de un factor de corrección:** Para los intercambiadores de calor de múltiples y de flujo cruzado, la relación para la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} se limita a los intercambiadores de flujo paralelo o contraflujo. En otros casos resulta conveniente relacionar la diferencia equivalente de temperatura con la relación de la diferencia media logarítmica, como: [6]

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF} \quad (5 - 15)$$

en donde F es el factor de corrección, el cual depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos. La $\Delta T_{ml,CF}$ es la diferencia media logarítmica de temperatura para el caso del intercambiador, con las mismas temperaturas de entrada y de salida, y se determina con base en la ecuación 5 - 14, tomando $\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$ y $\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$, (Figura 19). [6]

Tomadas de: Yunus A. Cengel, *Transferencia de Calor y Masa*

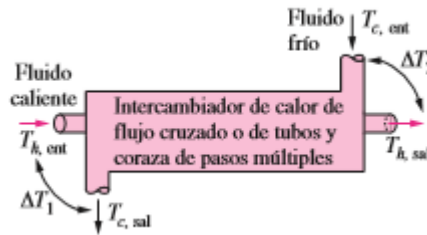


Figura 19. Determinación de la razón de la transferencia de calor para intercambiadores de calor de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples, mediante el uso del factor de corrección

Para un intercambiador de flujo cruzado o de coraza y tubos de pasos múltiples, el factor de corrección es menor que la unidad; es decir, $F \leq 1$. El valor límite del factor de corrección es $F = 1$, para un intercambiador de calor es una medida de la desviación de la ΔT_{ml} con respecto a los valores correspondientes. [6]

El factor de corrección F para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado y de coraza y tubos se da en función de las razones P (Eficiencia Térmica) y R (Capacidad Calorífica) entre dos temperaturas, definidas como: [6]

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (5 - 16)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(\dot{m}C_p)_{\text{lado del tubo}}}{(\dot{m}C_p)_{\text{lado de la coraza}}} \quad (5 - 17)$$

en donde los subíndices 1 y 2 se refieren a la entrada y la salida, respectivamente. Para un intercambiador de tubos y coraza, T y t representan las temperaturas del lado de la coraza y del lado del tubo, respectivamente, como se muestra en los diagramas del factor de corrección. La determinación del factor de corrección F requiere que

se disponga de las temperaturas de entrada y de salida, tanto para el fluido frío como para el caliente. El valor de P va desde 0 hasta 1. Por otra parte, el de R va desde 0 hasta infinito, $R = 0$ corresponde al cambio de fase (condensación o ebullición) del lado de la coraza y $R \rightarrow \infty$ al cambio de fase del lado del tubo. El factor de corrección es $F = 1$ para estos dos casos límites. Por lo tanto, el factor de corrección para un condensador o una caldera es $F = 1$, sin importar la configuración del intercambiador de calor. [6]

En la Grafica 1 (Anexo) se encuentran los factores de corrección F para intercambiadores de calor de tubos y coraza de flujo cruzado, estos datos son calculados a partir de los coeficientes P y R hallados en las ecuaciones (4 – 16 y 4 - 17); para hacer uso de dichas figuras, se debe ubicar el factor P en el eje horizontal y buscar que coincida con el factor R ubicado en las curvas de la gráfica, si estos valores no se interceptan o el factor de corrección F ubicado en el eje vertical está en un valor menor a 0.8 es necesario buscar en la siguiente gráfica hasta encontrar una intercepción que cumpla con la condición de un factor de corrección mayor o igual a 0.8; los factores de dichos diagramas se encuentran relacionados con la formula general, [6]

- Para un $R \neq 1$

$$\alpha = \left(\frac{1-RP}{1-P} \right)^{1/N} \quad (5 - 18)$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \quad (5 - 19)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left(\frac{1-S}{1-RS} \right)}{(R-1) \ln \left(\frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})} \right)} \quad (5 - 20)$$

- Para $R = 1$,

$$S = \frac{P}{N - (N-1)P} \quad (5 - 21)$$

$$F = \frac{S\sqrt{2}}{(1-S) \ln \left[\frac{2-S(2-\sqrt{2})}{2-S(2+\sqrt{2})} \right]} \quad (5 - 22)$$

8.3.3 Estimación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor

El parámetro U_D define el coeficiente global de transferencia de calor para superficies limpias. Con el fin de obtener una estimación inicial para el tamaño del intercambiador, se utiliza un valor aproximado para el coeficiente global de transferencia de calor. En la tabla 5 se dan valores representativos del coeficiente de transferencia de calor total U , entre las posibles parejas de fluidos que van a interactuar en el intercambiador; para el diseño es importante identificar un valor intermedio en este rango. [7]

8.3.4 Área de Transferencia de Calor

Por medio de la ecuación (5 - 23) se obtiene la superficie de transferencia de calor necesaria para transferir el flujo térmico \dot{Q} . El diseño térmico tiene como objetivo primordial el de calcular el área de esa superficie. [7]

$$A = \frac{\dot{Q}}{U_D F \Delta T_{ml,CF}} \quad (5 - 23)$$

Donde:

\dot{Q} : Flujo Térmico(w)

U_D : Coeficiente de Transferencia de Calor $\left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right)$

F : Factor de Corrección LMTD

$\Delta T_{ml,CF}$: LMTD ($^\circ C$)

8.3.5 Número de Tubos

Con el fin de lograr una transferencia de calor eficiente, es necesario calcular el número de tubos necesarios para esto, teniendo en cuenta el área de transferencia de calor total y el área de los tubos seleccionados. [7]

$$n_t = \frac{A}{\pi d_o L} \quad (5 - 24)$$

Donde:

n_t : Número de Tubos

A : Area de Transferencia de Calor (m^2)

d_o : Diametro Externo de los Tubos (m)

L : Longitud de los Tubos (m)

8.3.6 Número de Pasos por los Tubos

El número de pasos por los tubos se elige para dar un flujo turbulento completamente desarrollado en los tubos y una velocidad de fluido razonable. Una vez se han determinado el tamaño del tubo y el número de tubos, el número de pasos por los tubos se puede seleccionar a partir de un número de Reynolds apropiado, es decir, [7]

$$Re = \frac{4\dot{m}n_p}{\pi d_i n_t \mu} \geq 10^4 \quad (5 - 25)$$

Donde:

Re : Reynolds por los Tubos

\dot{m} : Caudal Másico $\left(\frac{kg}{s}\right)$

n_p : Número de Pasos por los Tubos

d_i : Diametro Interno de los Tubos (m)

n_t : Número de Tubos

μ : Viscosidad del Fluido que circula por los Tubos $\left(\frac{kg}{m s}\right)$

Dada esta restricción y al no conocer el número de tubos adecuados se hace una solución parcial de la ecuación (5 - 32), obteniendo,

$$n_p \geq \frac{10^4}{\frac{4\dot{m}}{\pi d_i n_t \mu}} \quad (5 - 26)$$

El número de pasos dado al reemplazar los datos en la ecuación (5 - 33) no se encuentra normalizado, este valor debe ser aproximado a un entero superior par, acceso de un paso por los tubos según la TEMA. [7]

8.3.7 Velocidad del Fluido

$$V = \frac{\dot{m} \left(\frac{n_p}{n_t} \right)}{\rho \pi \left(\frac{d_i^2}{4} \right)} \quad (5 - 27)$$

Donde:

$$\dot{m} = \text{Caudal Másico} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$n_p = \text{Número de pasos por los tubos}$$

$$n_t = \text{Número de tubos}$$

$$\rho = \text{Densidad del Fluido} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

$$d_i = \text{Diámetro interno de los tubos (m)}$$

Es deseable mantener la velocidad del fluido en los tubos en el intervalo de aproximadamente $0.9144 - 2.4384 \text{ m/s}$. Una velocidad demasiado baja puede causar el ensuciamiento excesivo, mientras que una velocidad muy alta puede causar erosión de la pared del tubo. [7]

8.3.8 Tamaño de la Coraza y Número real de tubos.

El diámetro interno de la coraza depende de factores como el número de pasos por los tubos, diámetro de los tubos, tipo de arreglo y número de tubos. Estos datos deben estar determinados en el momento de hallar el diámetro de la coraza. Para estimar el tamaño de la coraza requerida existen tablas de recuento de tubos aproximadas (Tabla 6 Anexos) que son útiles en el proceso de diseño. [7]

Mediante estas tablas también se podrá determinar el número real de tubos. Se debe identificar la tabla a usar dependiendo del diámetro de los tubos, el tipo de arreglo y espaciamiento entre ellos, se escoge la columna del número de pasos hallados en el numeral 5.3.6 y se identifica el número de tubos calculado o se aproxima a uno mayor (el número real de tubos contenidos en la coraza varía algo de un fabricante a otro); una vez escogido el número de tubos se identifica en esa misma fila el diámetro necesario de la coraza. [7]

El diámetro equivalente de transferencia de calor de la coraza puede ser hallado mediante el uso de las formulas (5 - 28) y (5 - 29). [7]

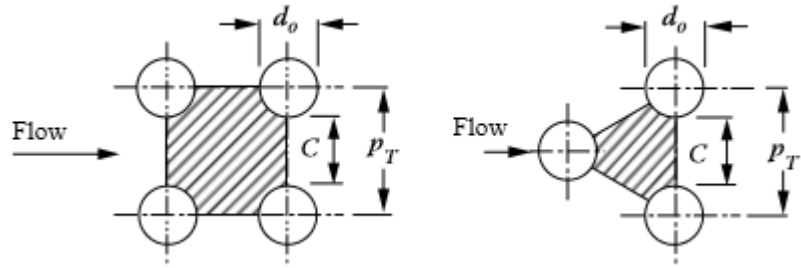


Figura 20. Arreglos Cuadrado y Triangular.

- Arreglo Cuadrado

$$D_e = \frac{4 \left(P_T^2 - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad (5 - 28)$$

- Arreglo Triangular

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \quad (5 - 29)$$

Donde:

D_e : *Diametro Equivalente de Transferencia de Calor de la Coraza (m)*

P_T : *Distancia de centro a centro del arreglo de tubos (m)*

d_o : *Diametro externo de los tubos (m)*

8.3.9 Coeficiente de Calor Global Requerido

Dado que el coeficiente global de calor hallado anteriormente fue una estimación inicial que sirvió como herramienta para calcular el Área de Transferencia de Calor, es necesario calcular el coeficiente de calor Global Requerido con los nuevos datos hallados para asegurar un efectivo intercambio de calor. [7]

$$U_{req} = \frac{\dot{Q}}{n_t \pi d_o L F \Delta T_{ml,CF}} \quad (5 - 30)$$

Donde:

\dot{Q} : *Flujo Térmico (W)*

d_o : *Diametro externo de los tubos (m)*

n_t : *Número de Tubos*

L : *Longitud de los Tubos (m)*

F : *Factor de Corrección LMTD*

$\Delta T_{ml,CF}$: *LMTD (°C)*

8.3.10 Coeficiente de Transferencia de Calor en los Tubos

El coeficiente de transferencia de calor debe ser hallado en los tubos, para determinar, [7]

$$h_i = \left(\frac{k}{d_i} \right) * Nu \quad (5 - 31)$$

Donde:

h_i : *Coeficiente de Transferencia de Calor en los Tubos* $\left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$

k : *Conductividad Termica* $\left(\frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right)$

d_i : *Diametro Interno de los Tubos (m)*

- Número de Nusselt

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5 - 32)$$

Donde:

Nu : *Número de Nusselt*

Re : *Número de Reynolds*

Pr : *Número de Prandtl*

μ : *Viscosidad del Fluido* $\left(\frac{kg}{m \text{ } s} \right)$

μ_w : *Viscosidad del fluido evaluado temperatura media*

de la pared del tubo $\left(\frac{kg}{m \text{ } s} \right)$

Para hallar el número de Nusselt (Nu) se debe establecer el número de Reynolds mediante la ecuación (5 - 25), el número de Prandtl (Pr) dado para el fluido, así como la viscosidad (μ) y La viscosidad del fluido evaluado a la temperatura media de la pared del tubo (μ_w) mediante la

temperatura promedio a la que se encuentra el tubo en su exterior en los extremos, en otras palabras las temperaturas de entrada y salida del fluido que circula por la coraza, como se muestra en la figura 21. Ecuación (5 - 33). [7]

Tomada de: Serth Robert W. Process Heat Transfer

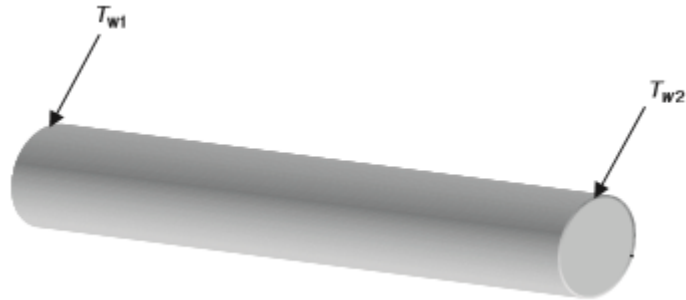


Figura 21. Relación Temperaturas de Pared.

$$T_{w1} = \frac{T_{h,ent} + T_{h,sal}}{2} \qquad T_{w2} = \frac{T_{c,ent} + T_{c,sal}}{2}$$

$$T_w = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} \qquad (5 - 33)$$

Donde:

T_w : Temperatura Promedio de la Pared del Tubo (°C)

T_{w1} : Temperatura Interior del Tubo (°C)

T_{w2} : Temperatura Exterior del Tubo (°C)

$T_{h,ent}$: Temperatura de Entrada Caliente (°C)

$T_{h,sal}$: Temperatura de Salida Caliente (°C)

$T_{c,ent}$: Temperatura de Entrada Fria (°C)

$T_{c,sal}$: Temperatura de Salida Fria (°C)

8.3.11 Coeficiente de Transferencia de Calor en la Coraza

El coeficiente de transferencia de calor en la Coraza, debe ser determinado teniendo en cuenta diversos factores, los cuales se calcularán paso a paso para finalmente hallar este. [7]

- Espaciado entre baffles, los baffles normalmente deben espaciarse uniformemente, abarcando la longitud efectiva del tubo. Cuando esto no sea posible, los baffles más próximos a los extremos de la coraza, se localizarán lo más cerca posible de las boquillas. Los baffles restantes normalmente deben espaciarse uniformemente. [7]

$$B = (0.2 \text{ a } 1) \times D_i \quad (5 - 34)$$

Donde:

B : Espaciado Longitudinal entre Baffles (m)

D_i : Diámetro Interno de la Coraza (m)

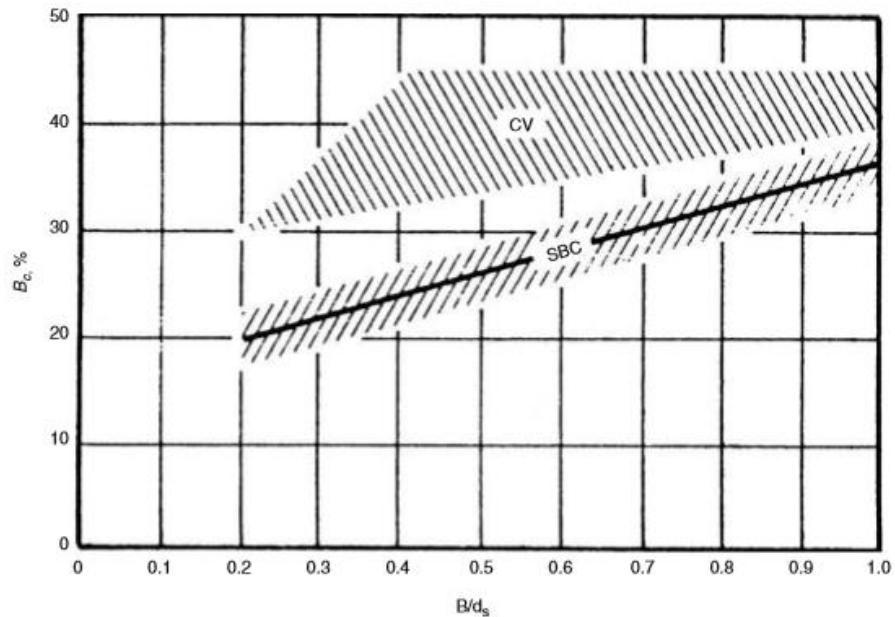


Figura 22. Recomendado corte deflector, B_c , como una función de la distancia entre deflectores. SBC, por una sola fase de flujo; CV, para los condensadores de vapor.

- **ESPACIAMIENTO MÍNIMO:** Los baffles normalmente no deben estar separados más de $\frac{1}{5}$ del Diámetro Interno de la Coraza o 51 mm (2 pulgadas), lo que sea mayor.
- **ESPACIAMIENTO MÁXIMO:** Las placas de soporte del tubo deben estar tan espaciadas que el espacio del tubo no soportado no exceda el valor indicado en la (Tabla 7) dependiendo del material del tubo utilizado.

- Espacio Libre entre el haz de tubos

$$C' = P_T - d_o \quad (5 - 35)$$

Donde:

C' : Espacio Libre entre el Haz de Tubos (m)

P_T : Distancia de centro a centro del arreglo de tubos (m)

d_o : Diametro externo de los tubos (m)

- Área de flujo a través del haz de tubos

$$a_s = \frac{D_i C' B}{P_T} \quad (5 - 36)$$

Donde:

D_i : Diametro Interno de la Coraza (m)

C' : Espacio Libre entre el Haz de Tubos (m)

B : Espaciado entre Baffles (m)

P_T : Distancia de centro a centro del arreglo de tubos (m)

- Flujo Másico

$$G = \frac{\dot{m}}{a_s} \quad (5 - 37)$$

Donde:

\dot{m} : Caudal Másico $\left(\frac{kg}{s}\right)$

a_s : Área de Flujo a través del Haz de Tubos (m^2)

- Diámetro Equivalente de Transferencia

$$D_e = \frac{4\beta P_T^2 - \pi d_o^2}{\pi d_o} \quad (5 - 38)$$

$\beta = 1$ Para arreglo de tubos cuadrado

$\beta = 0.86$ Para arreglo de tubos triangular

Donde:

β : Constante del Arreglo

P_T : Distancia de centro a centro del arreglo de tubos (m)

d_o : Diametro Externo de los Tubos (m)

- Número de Reynolds en la Coraza

$$Re = \frac{D_e G}{\mu} \quad (5 - 39)$$

Donde:

D_e : *Diámetro Equivalente de Transferencia (m)*

G : *Flujo Másico $\left(\frac{kg}{s\ m^2}\right)$*

μ : *Viscosidad del Fluido que Circula por la Coraza (Pa * s)*

- Factor de Colburn modificado para la transferencia de calor del lado de la coraza.

$$jH = 0.5 \left(1 + \frac{B}{D_i}\right) (0.08Re^{0.6821} + 0.7Re^{0.1772}) \quad (5 - 40)$$

Donde:

D_i : *Diámetro Interno de la Coraza (m)*

B : *Espaciado entre Baffles (m)*

Re : *Número de Reynolds en la Coraza*

Finalmente, una vez hallados los datos correspondientes, se puede calcular el coeficiente de transferencia de calor en la Coraza. [7]

$$h_o = jH \left(\frac{k}{D_e}\right) Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (5 - 41)$$

Donde:

jH : *Factor de Colburn*

k : *Conductividad Térmica del fluido $\left(\frac{W}{m\ ^\circ C}\right)$*

D_e : *Diámetro Equivalente de Transferencia (m)*

μ : *Viscosidad del Fluido $\left(\frac{kg}{m\ s}\right)$*

μ_w : *Viscosidad del fluido evaluado temperatura media*

de la pared del tubo $\left(\frac{kg}{m\ s}\right)$

8.3.12 Coeficiente Global Limpio

Se halla el Coeficiente de Transferencia Global Limpio para identificar que el ensuciamiento no afectara la transferencia necesaria en el intercambiador, para comprobar que es correcto el $U_C > U_{req}$; si es así, se puede continuar a calcular el factor de ensuciamiento, de lo contrario el intercambiador no es adecuado. [7]

$$U_C = \left[\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_{tube}} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad (5 - 42)$$

Donde:

d_o : Diametro Externo de los Tubos (m)

h_i : Coeficiente de Transferencia de Calor en los Tubos $\left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right)$

d_i : Diametro Interno de los Tubos (m)

k_{tube} : Conductividad Termica de los Tubos $\left(\frac{W}{m \text{ } ^\circ C}\right)$

h_o : Coeficiente de Transferencia de Calor en la Coraza $\left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right)$

8.3.13 Factor de Ensuciamiento

Con el fin de encontrar el factor de ensuciamiento total, se calcula R_D , teniendo en cuenta los factores de ensuciamiento de los fluidos que interactúan en el intercambiador, algunos de estos valores se encuentran en la (Tabla 8). [7]

$$R_D = \frac{R_{di} d_o}{d_i} + R_{do} \quad (5 - 43)$$

Donde:

R_{di} : Factor de ensuciamiento para el fluido interno

(lado del tubo) $\left(\frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W}\right)$

d_o : Diametro Externo de los Tubos (m)

d_i : Diametro Interno de los Tubos (m)

R_{do} : Factor de ensuciamiento para el fluido externo

$$(lado\ de\ la\ Coraza) \left(\frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W} \right)$$

8.3.14 Coeficiente Global de Diseño

Para verificar que el intercambiador de Calor es térmicamente estable se calcula el Coeficiente Global de Diseño teniendo en cuenta el coeficiente global limpio y el factor de ensuciamiento; si $U_D \geq U_{req}$ se continua con el cálculo, de lo contrario el intercambiador no es adecuado. [7]

$$U_D = \left(\frac{1}{U_c} + R_D \right)^{-1} \quad (5 - 44)$$

Donde:

$$U_c: \text{Coeficiente Global Limpio} \left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right)$$

$$R_D: \text{Factor de Ensuciamiento} \left(\frac{m^2 \text{ } ^\circ C}{W} \right)$$

Si el U_D es mucho mayor que el U_{req} , el intercambiador es térmicamente viable, pero está sobredimensionado. [7]

8.3.15 SobreDimensionamiento y SobreDiseño

Son medidas del factor de seguridad incorporado en el diseño de un intercambiador de calor a través de factores de ensuciamiento y el uso de tamaños de equipo estándar. Dado que se ocupan directamente de la superficie y el diseño del intercambiador, es más usual calcular con los factores de ensuciamiento y los coeficientes de transferencia de calor calculados versus los requeridos. [7]

$$\text{Sobre superficie} = \frac{U_c}{U_{req}} - 1 \quad (5 - 45)$$

$$\text{Sobre diseño} = \frac{U_D}{U_{req}} - 1 \quad (5 - 46)$$

Valores de 20-40% de *sobre superficie* pueden ser considerados típicos, aunque valores más altos no son inusuales. Mientras que *Sobre diseño* debe estar típicamente alrededor del 15% o menos. [7]

8.4 Diseño Hidráulico

8.4.1 Caída de Presión por Fricción en los Tubos

La caída de presión debida a la fricción de los fluidos en los tubos viene dada por la Ecuación (5 - 47) con la longitud de la trayectoria de flujo ajustada a la longitud del tubo multiplicada por el número de pasadas de tubo. Así, [7]

$$\Delta P_f = \frac{f n_p L G^2}{7.5010^{12} d_i s \phi} \quad (5 - 47)$$

Donde:

f : Factor de Fricción (Adimensional)

n_p : Número de Pasos por los Tubos

L : Longitud del Tubo (m)

G : Flujo Másico $\left(\frac{kg}{s\ m^2}\right)$

d_i : Diametro Interno de los Tubos (m)

s : Gravedad Específica del Fluido $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

ϕ : Factor de Corrección de la Viscosidad (adimensional)

$$= (\mu / \mu_w)^{0.14} \text{ para el Flujo Turbulento}$$

$$= (\mu / \mu_w)^{0.25} \text{ para el Flujo Laminar}$$

Aquí, $\Delta P_f \propto Pa$.

Para el flujo laminar, el factor de fricción viene dado por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (5 - 48)$$

Para el flujo turbulento en tubos de intercambiadores de calor comerciales, se puede utilizar la siguiente ecuación para $Re \geq 3000$: [7]

$$f = 0.4137 Re^{-0.2585} \quad (5 - 49)$$

Donde:

Re : Número de Reynolds en los Tubos

El flujo másico en los tubos está dado por la siguiente ecuación:

$$G = \frac{4 \dot{m} (np/nt)}{\pi d_i^2} \quad (5 - 50)$$

Donde:

\dot{m} : Caudal másico $\left(\frac{kg}{s}\right)$

np : Número de pasos por los tubos (Adimensional)

nt : Número de tubos (Adimensional)

d_i : Diámetro interno de los tubos (m)

Las pérdidas de presión asociadas se pueden calcular utilizando fórmulas hidráulicas estándar, y dependen del diámetro, el tono y el diseño del tubo. Sin embargo, para configuraciones de tubos comúnmente usadas, la suma de las pérdidas de entrada y salida puede ser aproximada por 0,5 cabezas de velocidad de tubo en flujo turbulento. Para el flujo laminar el número de cabezas de velocidad depende del número de Reynolds, pero para $Re \geq 500$ una aproximación razonable es una cabeza de velocidad para la pérdida de entrada y 3/4 de velocidad para la pérdida de salida, dando un total de 1,75 cabezas de velocidad. [7]

8.4.2 Caída de Presión por Retorno de Flujo en los Tubos

La ecuación (5 - 51) da la caída de presión asociada con una cabeza de velocidad. Denotando α_r el número de cabezas de velocidad asignadas para pérdidas menores, se obtiene: [7]

$$\Delta P_r = \frac{1.334 \times 10^{-13} \alpha_r G^2}{s} \quad (5 - 51)$$

Donde:

α_r : número de cabezas de velocidad asignadas para pérdidas menores (Tabla 9)

G : Flujo Másico $\left(\frac{kg}{s m^2}\right)$

s : Gravedad Específica del Fluido $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

8.4.3 Caída de Presión por Boquillas en los Tubos

Cada coraza en un intercambiador de coraza y tubos contiene una boquilla de entrada y una de salida para el fluido del lado del tubo. La caída de presión de la boquilla se puede estimar así, [7]

$$\Delta P_n = \frac{2 \times 10^{-13} N_s G_n^2}{s} \text{ (Flujo Turbulento)} \quad (5 - 52)$$

$$\Delta P_n = \frac{4 \times 10^{-13} N_s G_n^2}{s} \text{ (Flujo Laminar)} \quad (5 - 53)$$

Donde:

G_n : Flujo Másico de las Boquillas $\left(\frac{kg}{s\ m^2}\right)$

N_s : Número de Corazas

s : Gravedad Específica del Fluido $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

- Flujo Másico de las Boquillas

$$G_n = \frac{4\dot{m}}{\pi D_n^2} \quad (5 - 54)$$

Donde:

\dot{m} : Caudal Másico por los Tubos $\left(\frac{kg}{s}\right)$

D_n : Diametro de la Boquilla (m)

8.4.4 Caída de Presión por Fricción Lado de la Coraza

La caída de presión en el lado de la coraza se calcula utilizando la siguiente ecuación, que es similar a la ecuación (5 - 47): [7]

$$\Delta P_f = \frac{f G^2 D_i (n_b + 1)}{7.50 \times 10^{12} D_e s \phi} \quad (5 - 55)$$

Donde:

f : Factor de Fricción (Adimensional)

G : Flujo Másico $\left(\frac{kg}{s\ m^2}\right)$

a_s : Área de flujo a través del Haz de Tubos (m^2) (Ecuación 5 – 36)

D_i : Diametro Interno de la Coraza (m)

n_b : Número de Baffles

$n_b + 1$: Número de Cruces del Fluido por la Coraza

D_e : Diametro Equivalente (m) (Ecuación 5 – 38)

s : Gravedad Específica del Fluido $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

ϕ : Factor de Corrección de la Viscosidad (adimensional)

$= (\mu / \mu_w)^{0.14}$ para el Flujo Turbulento

$= (\mu / \mu_w)^{0.25}$ para el Flujo Laminar

- Factor de Fricción

El Factor de Fricción viene dado por:

$$f = 144 \left\{ f_1 - 1.25 \left(1 - \frac{B}{D_i} \right) (f_1 - f_2) \right\} \quad (5 - 56)$$

Donde:

B : Espaciado entre Baffles (m)

D_i : Diametro Interno de la Coraza (m)

Para $Re \geq 1000$,

$$f_1 = (0.0076 + 0.000166D_i)Re^{-0.125} \quad (0,2032 \leq D_i \leq 1,0668)$$

$$f_2 = (0.0016 + 5.18 \times 10^{-5}D_i)Re^{-0.157} \quad (0,2032 \leq D_i \leq 0,59055)$$

Para $Re < 1000$,

$$f_1 = \exp[0.092(\ln Re)^2 - 1.48 \ln Re - 0.000526D_i^2 + 0.0478D_i - 0.338] \quad (0,2032 \leq D_i \leq 1,0668)$$

$$f_2 = \exp[0.123(\ln Re)^2 - 1.78 \ln Re - 0.00132D_i^2 + 0.0678D_i - 1.34] \quad (0,2032 \leq D_i \leq 0,59055)$$

- Número de Cruces del Fluido por la Coraza

Cuando el número de Baffles no ha sido calculado aún, se hace uso de la ecuación: [7]

$$n_b + 1 = \frac{L}{B} \quad (5 - 57)$$

Donde:

n_b : Número de Baffles

B : Espaciado entre Baffles (m)

L : Longitud de los Tubos (m)

8.4.5 Caída de Presión por Boquillas en la Coraza

La caída de presión debida a las boquillas del lado de la coraza puede estimarse de la misma manera que para las boquillas del lado del tubo usando las ecuaciones (5 - 52) y (5 - 53). [7]

8.5 Diseño Mecánico

8.5.1 Coraza cilíndrica

El espesor mínimo t de la coraza o envolvente cilíndrica sometida a presión interna P , debe ser el que resulte mayor por cálculo de esfuerzos circunferenciales y longitudinales

- **Esfuerzo Circunferencial:**

Cuando el espesor de la pared no sea mayor a la mitad del radio interno o cuando P no sea mayor a $0.385 SE$: [1]

$$t = \frac{PR_{Di}}{SE - 0.6P} \quad \text{o} \quad p = \frac{SEt}{R + 0.6t} \quad (5 - 58)$$

- **Esfuerzo Longitudinal:**

Cuando el espesor de la pared no sea mayor a la mitad del radio interno o cuando P no sea mayor a $1.25 SE$:

$$t = \frac{PR_{Di}}{2SE + 0.4P} \quad \text{o} \quad p = \frac{2*SEt}{R - 0.4t} \quad (5 - 59)$$

Las ecuaciones (5 - 54) y (5 - 55) obtenidas de la sección VIII, división I (UG-27) del ASME. [1]

Donde:

t : Espesor mínimo de la pared (m)

P : Presión interna de diseño $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

R_{Di} : Radio interno de la carcasa (m)

S : Esfuerzo máximo permisible del material $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

E : Eficiencia de la junta; para recipientes soldados, corresponde a la eficiencia de soldadura.

Los valores se muestran en la Tabla 10.

8.5.2 Coraza o envoltente cilíndrica por presión externa

De acuerdo con el código ASME, se sigue un procedimiento gráfico en UG-28, el procedimiento es el siguiente: [1]

- **Para Cilindros con $\frac{D_o}{t} > 10$**
 - Se considera un espesor t y se determinan las relaciones L/D_o y D_o/t .
 - Se entra a la Grafica 2 (que corresponde a la figura UGO-28.0) con el valor L/D_o y se hace coincidir con la curva correspondiente a D_o/t . Para valores de L/D_o mayores a 50, se usa $L/D_o = 50$.
 - De la Graficas 2 se obtiene el valor de A, que corresponde a un factor.
 - Con el valor calculado de A se entra a la figura correspondiente al tipo de material, y que son las Gráficas 3 y 4. (corresponden a las figuras UCS-28.2 y UHA-28.1).
 - De las Gráficas 3 y 4 se calcula el valor de B que corresponde a un factor.
 - Se aplica la siguiente ecuación para el cálculo de la presión máxima permisible. P_a :

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad (5 - 60)$$

- Cuando no se puede obtener el valor de B gráficamente, la presión máxima permisible P_a . se calcula por la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{2AE}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)} \quad (5 - 61)$$

- Se compara el valor calculado de P_a con el valor de la presión externa de diseño: Si $P_a > P$ el espesor t supuesto es correcto.
Si $P_a < P$ el espesor t supuesto no es correcto, y debe iniciarse nuevamente el procedimiento con valor mayor de t . [1]

Para cilindros con $\frac{D_o}{t} > 10$:

D_o : Diámetro exterior de la carcaza (m)

t : Espesor mínimo de la pared (m)

L : Longitud de la carcaza (m)

P : Presión externa de diseño $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

P_a : Presión máxima permisible $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

E : Módulo de elasticidad del material $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

- **Para Cilindros con $\frac{D_o}{t} < 10$.**

- Usando el mismo procedimiento anterior se calcula B. Cuando la relación $D_o/t < 4$, el valor A se calcula por:

$$A = \frac{1.1}{\left(\frac{D_o}{t}\right)^2} \quad (5 - 62)$$

para valores de A mayores de 0.10, se usa 0.10

- Con el valor obtenido de B, se calcula Pa_1 :

$$Pa_1 = \left[\frac{2.617}{\left(\frac{D_o}{t}\right)} - 0.0833 \right] * B \quad (5 - 63)$$

- Se calcula Pa_2 :

$$Pa_2 = \frac{2S}{\left(\frac{D_o}{t}\right)} * \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{D_o}{t}\right)} \right] \quad (5 - 64)$$

Donde S es el menor de dos veces el valor de esfuerzo máximo admisible de la tensión a la temperatura del metal del diseño, de la tabla correspondiente de referencia en UG-23, o 0,9 veces el límite elástico del material a la temperatura de diseño (tabulado en la sección 11 del ASME). [5]

Pa se selecciona como el menor valor calculado de Pa_1 y Pa_2 , y se compara con la presión externa de diseño:

- Si $Pa > P$ el espesor t supuesto es correcto.
- Si $Pa < P$ el espesor y supuesto no es correcto, y debe iniciarse nuevamente el procedimiento con el valor mayor de t .

Una vez obtenido el espesor de la coraza, se deben aplicar las indicaciones que proporciona la TEMA para los espesores mínimos de coraza como se indican en las tablas 11 y 12 (que corresponden a las R-3.13 y CB-3.13 del código ASME). [5]

El espesor de la coraza está determinado por las fórmulas de diseño de código, además de la tolerancia de corrosión, pero en ningún caso

el espesor nominal de coraza debe ser inferior a la que se muestra en la tabla aplicable. El espesor total nominal para los depósitos revestidos será el mismo que para los depósitos de acero al carbono. [5]

8.5.3 Diseño de Tapa.

El diseño de tapas se encuentra en UG-32 y UG-33 del ASME, sección VIII, división I.

Presión interna.

- **Tapa Semielípticas**

Este tipo de tapa tiene las características geométricas mostradas en la figura 23. Para determinar las características geométricas de las tapas, se definen las siguientes ecuaciones, siendo el diámetro exterior de la tapa, el mismo que la coraza: [1]

- Espesor del canal

$$t_c = \frac{P_{ic} R_c}{S_c E_c - 0.6 P_{ic}} \quad (5 - 65)$$

- Espesor de la tapa

$$t_{cc} = \frac{P_{ic} D_o}{2 S_c E_c - 0.2 P_{ic}} \quad (5 - 66)$$

- Radio Exterior de la Tapa

$$R_c = 0.9 D_o \quad (5 - 67)$$

- Radio de Curvatura de la Tapa

$$r_{cc} = 0.173 D_o \quad (5 - 68)$$

- Altura plana de la Tapa

$$h_1 = 0.25 D_o \quad (5 - 69)$$

- Altura de Curvatura de la Tapa

$$h_2 = 0.33 h_1 \quad (5 - 70)$$

- Longitud de la Tapa

$$h_{cc} = h_1 + h_2 \quad (5 - 71)$$

- Longitud Total del Cabezal

$$H_c = D_i \quad (5 - 72)$$

- Longitud del Canal

$$h_c = H_c + h_{cc} \quad (5 - 73)$$

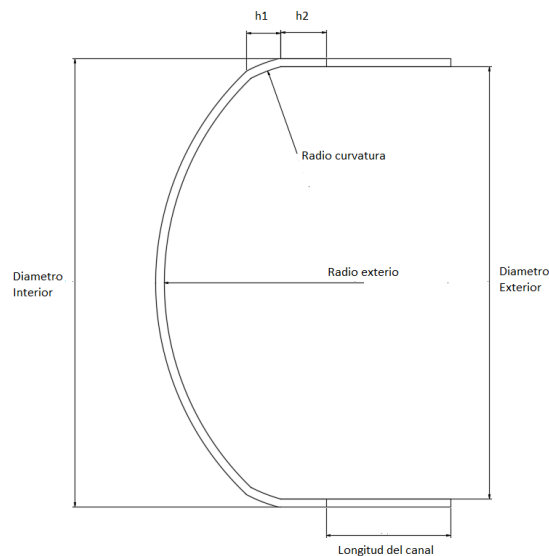


Figura 23. Tapa Semi-elípticas

Donde:

D_i : Diámetro Interior de la coraza (m)

D_o : Diámetro Externo de la coraza (m)

P_{ic} : Máxima Presión Interna de la Coraza (MPa)

S_c : Esfuerzo máximo permisible del material $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

E_c : Eficiencia de la junta $E_c = 1$ Para juntas no expansibles

Bridas

Se considera el empaque entre la coraza y la tapa como se muestra en la figura 24.

Para éstos casos, el espesor mínimo se calcula por la siguiente ecuación: [5]

$$t = d \sqrt{\frac{C/P}{SE} + \frac{1.9wh_8}{SEd^3}} \quad (5 - 74)$$

Donde

d : Diámetro medio del empaque, como se muestra en la figura 24.

h_8 : Brazo de palanca del empaque, que es la distancia radial de la línea de reacción del empaque, a la línea central de los tornillos.

w : Carga total en los tornillos

Tomada de: TEMA

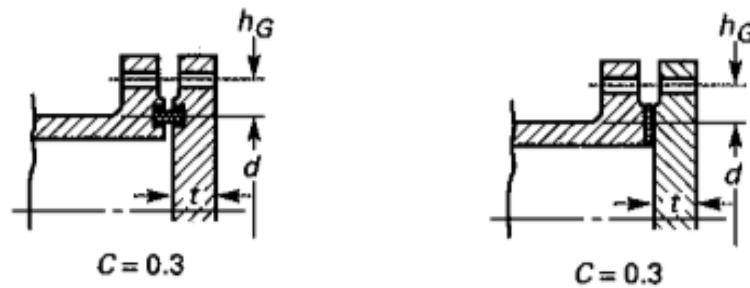


Figura 24. Tipos de empaques entre la coraza y tapas

Nota:

1) A condiciones de operación, W es el mayor valor que resulte de las ecuaciones (5 - 75) y (5 - 76): [5]

$$W_{m1} = 0.785d^2P + 2\pi bdmP \quad (5 - 75)$$

$$W_{m2} = \pi bdy \quad (5 - 76)$$

La mayor es la que se aplica.

Donde

b : Ancho efectivo de contacto del empaque; se obtiene de la Tabla 13.

m : Relación $\frac{t_r}{t_s}$.

t_r : Espesor requerido de la carcaza (m).

t_s : Espesor real de la carcaza o comercial (m).

y : Carga máxima permisible en el empaque; su valor se obtiene de la Tabla 14

2) Para condiciones de sello del empaque, W se calcula por la ecuación:

$$W = \frac{A_m + A_b}{2} * S_a \quad (5 - 77)$$

Donde

A_B : Área total transversal de los tornillos (m^2).

A_a : Área total transversal requerida de los tornillos (m^2),
y que resulta ser la mayor de la obtenida por las siguientes ecuaciones:

$$A_{a1} = \frac{W_{m1}}{S_b} \quad (5 - 78)$$

$$A_{a2} = \frac{W_{m2}}{S_a} \quad (5 - 79)$$

Se toma el mayor, [5]

s_a : Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos,

a la temperatura ambiente $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$.

s_b : Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos,

a la temperatura de diseño $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$.

- **Por presión Externa.**

Se sigue el procedimiento señalado por el código ASME en UG-33y UG-28, se describe a continuación [1]:

- **Tapa Semi-elípticas.**

- Se calcula el factor A por la siguiente expresión:

$$A = \frac{0.125}{\left(\frac{R_o}{t}\right)} \quad (5 - 80)$$

Donde

R_o : $K_o D_o$, radio esférico exterior de la tapa.

D_{t0} : Diámetro interior de la tapa.

K_o : Factor dependiente de las proporciones de la tapa semi-elíptica.

K_o se calcula en función de la relación $\frac{D_o}{2h_o}$, como se muestra en la tabla 15.

ho: Mitad del eje menor del eje de la tapa semielíptica; altura de la tapa.

- Con el valor de A calculado, se procede a calcular el factor B, de acuerdo al tipo de material utilizado, por medio de las Gráficas 3 y 4.
- Con el valor obtenido, se calcula el valor de presión externa máxima permisible, por medio de la siguiente ecuación:

$$Pa = \frac{B}{\left(\frac{R_0}{t}\right)} \quad (5 - 81)$$

- Cuando B no puede determinarse por las Gráficas 3 y 4, la presión externa permisible se calcula por la ecuación:

$$Pa = \frac{0.0625E}{\left(\frac{R_0}{t}\right)^2} \quad (5 - 82)$$

E = módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño

- Se compara Pa con P , El diseño de las tapas es correcto cuando $Pa > P$, [5]

8.5.4 Diseño de espejos de tubos.

Los espejos de tubos son placas planas que contienen agujeros o perforaciones por los que ingresan los tubos usados para la transferencia de calor, como se muestra en la figura 26. [5]

Los espejos de tubos sirven como elementos para sujetar los tubos, el diseño de éstos elementos se hace mediante las normas TEMA, que recomienda que en ningún caso los espesores de los espejos deben ser menores a las tres cuartas partes del diámetro exterior de los tubos. [5]

Tomada de: Procesos de transferencia de calor. Donald Kern.

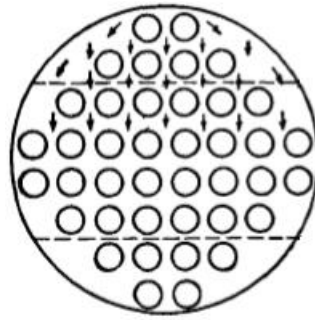


Figura 25. Espejo de Tubos

- El cálculo del espesor por flexión se hace por la siguiente ecuación:

$$T = \frac{1.25 \cdot D_i}{2} \sqrt{\frac{P_{ic}}{S_c}} \quad (5 - 83)$$

- El cálculo del espesor por cortante se hace por la siguiente ecuación:

$$T = \frac{0.31 D_l}{\left(1 - \frac{d_0}{P}\right)} * \left(\frac{P}{S}\right) \quad (5 - 84)$$

- Para el cálculo de D_l diámetro equivalente del perímetro del centro del tubo se utiliza la siguiente ecuación, la figura 26 muestra la aplicación a patrones típicos de tubos triangulares y cuadrados. [5]

$$D_l = \frac{4A}{C} \quad (5 - 85)$$

Tomada de: TEMA

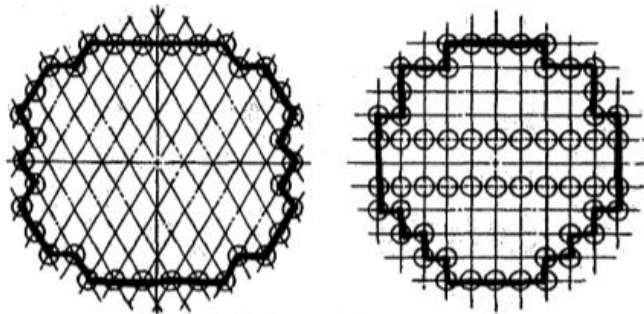


Figura 26. Patrones típicos de tubos triangulares y cuadrados

- Cuando $\frac{P}{S} < 1.6 \left(1 - \frac{d_0}{P}\right)^2$ no se considera el esfuerzo cortante.

Donde

T: Espesor efectivo del espejo (m).

C: Perímetro de la disposición del tubo medido paso a paso en incrementos de un paso de tubo de centro a centro

A: Superficie total encerrada por perímetro

S: Esfuerzo máximo permisible del material a la temperatura de diseño $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$.

P: Presión de diseño depende del tipo de soporte del espejo de tubos que se use $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$.

F: Constante que depende del tipo de espejo.

El valor de F varía entre 0.8 y 1.25. F se puede evaluar por medio de la Grafica 5. La curva U se usa para espejos no fijos, y la curva H se usa para espejos fijos.

G: Diámetro medio del empaque o la carcaza (m).

η : Constante que depende del tipo de arreglo.

- $\eta = 1 - \frac{0.785}{\left[\frac{P}{d_0}\right]^2}$ Para arreglos cuadrados
- $\eta = 1 - \frac{0.907}{\left[\frac{P}{d_0}\right]^2}$ Para arreglos triangular

Donde

P: Paso de tubos (m).

do: Diámetro exterior de tubos (m).

- **Presión efectiva de diseño del lado de coraza.**

La presión efectiva de diseño del lado de coraza es la que resulte mayor en valor absoluto entre las siguientes: [5]

$$P = \frac{P_{s'} - P_d}{2} \quad (5 - 86)$$

$$P = P_{s'} \quad (5 - 87)$$

$$P = P_{BS} \quad (5 - 88)$$

$$P = \frac{P_{s'} - P_d - P_{BS}}{2} \quad (5 - 89)$$

$$P = \frac{P_{BS} + P_d}{2} \quad (5 - 90)$$

$$P = P_{s'} - P_{BS} \quad (5 - 91)$$

$$P_{s'} = P_{s*} \left[\frac{0.4J[1.5+K(1.5+f_s)] - \left[\left(\frac{1-J}{2} \right) \left(\frac{D_j^2}{G^2} \right) - 1 \right]}{1+JKF_q} \right] \quad (5 - 92)$$

Donde

P_s : Presión de diseño en el lado de la coraza $\left(\frac{kg}{m^2} \right)$.

$$f_s = 1 - N \left(\frac{d_0}{C} \right)^2$$

N : Número de tubos.

d_0 : Diámetro exterior de tubos (m).

G : Diámetro interior de carcaza (m).

D_j : Diámetro interior de la junta de expansión de fuelle (en la carcaza), (m). Cuando hay junta de expansión, $D_j = C$.

$$J = \frac{S_j L}{S_j L + \pi(D_0 - t_s)t_s E_s} \text{ para corazas conjunta de expansión} \quad (5 - 93)$$

$J = 1$ Para corazas sin junta de expansión.

S_j : Constante de resorte de la junta de expansión $\left(\frac{kg}{m^2} \right)$.

L : Longitud de tubos entre espejos (m).

D_0 : Diámetro exterior de la carcaza (m).

t_s : Espesor de la pared de la carcaza (m).

E_s : Módulo de elasticidad del material de la carcaza,

a la temperatura media $\left(\frac{kg}{m^2} \right)$.

$$K = \frac{E_s t_s (D_0 - t_s)}{E_t t_t N (d_0 - t_t)} \quad (5 - 94)$$

Donde

E_t : Módulo de elasticidad del material del tubo, a la temperatura media $\left(\frac{kg}{m^2} \right)$.

t_t : Espesor de la pared del tubo (m).

$$F_q = 0.25 + (F - 0.6) \left[\frac{300 t_s E_s}{K L E} \left(\frac{C}{T} \right)^3 \right]^{\frac{1}{4}} \quad (5 - 95)$$

Donde

E : Módulo de elasticidad del material del espejo a la temperatura del metal $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$.

T : Espesor del espejo, que no debe resultar menor que el 98.5% del calculado por la ecuación (5 – 83) y (5 – 84).

$$P_d = \frac{4JE_s t_s \left(\frac{\Delta L}{L}\right)}{(D_0 - 3t_s)(1 + JK F_q)} \quad (5 - 96)$$

Donde

P_d : Presión debida a la expansión térmica $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$.

ΔL : Expansión diferencial entre la carcaza y los tubos (m).

$$\Delta L = L_t(\alpha_s(T_m - 70) - \alpha_t(t_M - 70)) \quad (5 - 97)$$

Donde

α_s : Coeficiente de expansión térmica de la coraza $\left(\frac{m}{m \cdot ^\circ C}\right)$ (Tabla 16).

α_t Coeficiente de expansión térmica de los tubos $\left(\frac{m}{m \cdot ^\circ C}\right)$ (Tabla 16)

T_m : Temperatura media de la carcaza ($^\circ C$).

t_m : Temperatura media de los tubos ($^\circ C$).

L : Longitud de tubos entre espejos (m).

$$P_{as} = \frac{6.2M_2}{F^2 G^3} \quad (5 - 98)$$

P_{as} : Presión equivalente de pernos cuando no actúa la presión del lado de tubos $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$.

M_2 : Momento total actuante sobre la extensión bajo condiciones de apernado $\left(\frac{kg}{m}\right)$.

- **Presión efectiva de diseño del lado de tubos.**

La presión efectiva de diseño del lado de tubos es la que resulte mayor absoluto entre las siguientes: [5]

$$P = \frac{P_{t'} + P_{Bt} + P_d}{2} \quad (5 - 99)$$

$$P = P_{t'} + P_{Bt} \quad (5 - 100)$$

$$P = P_{BS} \quad (5 - 101)$$

$$P = \frac{P_{t'} + P_{s'} + P_{Bt} + P_d}{2} \quad (5 - 102)$$

$$P = P_{t'} - P_{s'} + P_{Bt} \quad (5 - 103)$$

$$P_{t'} = P_t \left[\frac{1 + 0.4JK(1.5 + f_t)}{1 + JKF_q} \right] \quad (5 - 104)$$

Donde

P_t : Presión de diseño del lado de tubos $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

(para presión de vacío, P_t es negativa).

$$f_t = 1 - N \left[\frac{d_0 - 2t_t}{G} \right]^2 \quad (5 - 105)$$

Donde

G = Diámetro interior de la carcasa

$$P_{BT} = \frac{6.2M_1}{F^2 G^3} \quad (5 - 106)$$

Donde

M_1 : Momento total actuante sobre la extensión bajo condiciones de operación.

Notas:

- El signo algebraico de $P_{t'}$, debe conservarse en donde se aplique.
- Cuando $J=0$
- No se aplican las ecuaciones que contienen P_d
- Cuando P_s y P_t son positivas, se aplica la siguiente ecuación

$$P = P_t + \frac{P_s}{2} \left[\left(\frac{D_j}{C} \right) - 1 \right] + P_{BT} \quad (5 - 107)$$

- **Presión efectiva diferencial de diseño.**

Bajo ciertas circunstancias, el Código y otros organismos reguladores permiten el diseño sobre la base de la acción simultánea de las presiones laterales de la cáscara y del tubo. En esas circunstancias se usa el valor que resulte mayor en valor absoluto entre las siguientes ecuaciones: [5]

$$P = P_{t'} - P_{s'} + P_{Bt} \quad (5 - 108)$$

$$P = \frac{P_{t'} + P_{s'} + P_{Bt} + P_d}{2} \quad (5 - 109)$$

$$P = P_{BS} \quad (5 - 110)$$

$$P = \frac{P_{BS} + P_d}{2} \quad (5 - 111)$$

$$P = P_{t'} - P_{s'} \quad (5 - 112)$$

$$P = \frac{P_{t'} + P_{s'} + P_d}{2} \quad (5 - 113)$$

$$P = P_{BT} \quad (5 - 114)$$

8.5.5 Diseño de tubos

El TEMA en sus numerales RCB-2.1 y RCB-2.2 muestra los diámetros más comunes de tubos, con sus respectivos BWG; en la Tabla 17 se muestran estos datos. [5]

- **Por presión Interna.**

El espesor mínimo del tubo sometido a la presión interna P, debe ser el que resulte mayor por cálculo de esfuerzos circunferenciales (tangenciales) y longitudinales: [5]

- Esfuerzo Circunferencial.

$$t = \frac{PR_{Di}}{SE - 0.6P} \quad (5 - 124) \text{ o } P = \frac{SEt}{R_{Di} + 0.6t} \quad (5 - 115)$$

- Esfuerzo Longitudinal.

$$t = \frac{PR_{Di}}{2SE + 0.4P} \quad (5 - 126) \text{ o } P = \frac{2SEt}{R_{Di} - 0.4t} \quad (5 - 116)$$

Cuando los tubos no tienen costura, E= 1; y para tubos con costura, se considera esfuerzo máximo posible, para tubos que ya consideran la eficiencia de la junta. [5]

- **Por Presión Externa.**

El procedimiento para el diseño de tubos por presión es el siguiente:

- Para tubos con relación $\frac{D_0}{t} > 10$
- Se determina $\frac{L}{D_0}$ y $\frac{D_0}{L}$ con el valor de t propuesto.

L = Longitud del tubo entre espejos (m).

D₀= Diámetro exterior de los tubos (m).

- Se calcula el factor A por medio de la Grafica 2, haciendo coincidir el valor de $\frac{L}{D_0}$ mayores a 50, se usa el de $\frac{L}{D_0} = 50$.
- Se calcula el factor B por medio de las Figuras 3 y 4.
- Se calcula la presión máxima permisible Pa para el tubo por la ecuación:

$$Pa = \frac{4B}{3\left(\frac{D_0}{t}\right)} \quad (5 - 117)$$

- Cuando no se puede obtener el valor de B gráficamente, la presión máxima permisible Pa, se calcula por la siguiente ecuación:

$$Pa = \frac{2AE}{3\left(\frac{D_0}{t}\right)} \quad (5 - 118)$$

E: Módulo de elasticidad del material $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$

- Se compara el valor calculado Pa con el valor de la presión externa de diseño:
Si $Pa > P$ el espesor t supuesto es correcto;
Si $Pa < P$ el espesor t supuesto no es correcto, y debe iniciarse nuevamente el procedimiento con el valor mayor t.
[5]

- Para tubos con $\frac{D_0}{t} < 10$
 - Usando el mismo procedimiento anterior se calcula B. Cuando la relación $\frac{D_0}{t} < 4$, el factor A se calcula por:

$$A = \frac{1.1}{\left(\frac{D_0}{t}\right)^2} \quad (5 - 119)$$

Para valores de A mayores a 0.10, se usa 0.10.

- Se calcula Pa_1 :

$$Pa_1 = \left[\frac{2.167}{\frac{D_0}{t}} - 0.0833 \right] * B \quad (5 - 120)$$

- Se calcula Pa_2 :

$$Pa_2 = \frac{2S^I}{\left(\frac{D_0}{t}\right)} * \left[1 - \frac{1}{\frac{D_0}{t}} \right] \quad (5 - 121)$$

Donde

S^I: El menor valor de 2 veces el esfuerzo máximo permisible

del material o 0.9 la resistencia elástica del material a la temperatura de diseño.

- P_a se selecciona como el menor valor calculado de Pa_1 : y Pa_2 , y se compara con la presión externa de diseño: [5]

Si $P_a > P$ el espesor t supuesto es correcto.

Si $P_a < P$ el espesor t supuesto no es correcto, y debe iniciarse nuevamente el procedimiento con un valor mayor de t .

Los esfuerzos máximos permisibles del material se muestran en la Tabla 18. [5]

- **Para tubos en forma de u**

Cuando se forman curvas en U, es normal que la pared del tubo en el radio exterior se adelgace. El grosor mínimo de la pared del tubo en la parte doblada antes de doblar debe ser. [5]

$$t = t_1 \left[1 + \frac{d_0}{4R} \right] \quad (5 - 122)$$

t = Grosor de la pared del tubo requerido antes del plegado (m)

t_1 = Espesor mínimo de la pared del tubo calculado según las normas del Código para un tubo recto sometido a la misma presión y temperatura del metal (m)

d_0 = diámetro exterior del tubo (m)

R = radio medio de la curva (m)

El adelgazamiento de la pared del tubo en las curvas no debe exceder un 17% nominal del grosor original de la pared del tubo.

El aplanamiento en la curva no debe exceder el 10% del diámetro exterior del tubo nominal. [5]

8.5.6 Diseño de Deflectores

Los deflectores o baffles, tienen la función de desviar los fluidos y evitar vibraciones excesivas en los tubos. Sus características geométricas se muestran en la figura 27. [5]

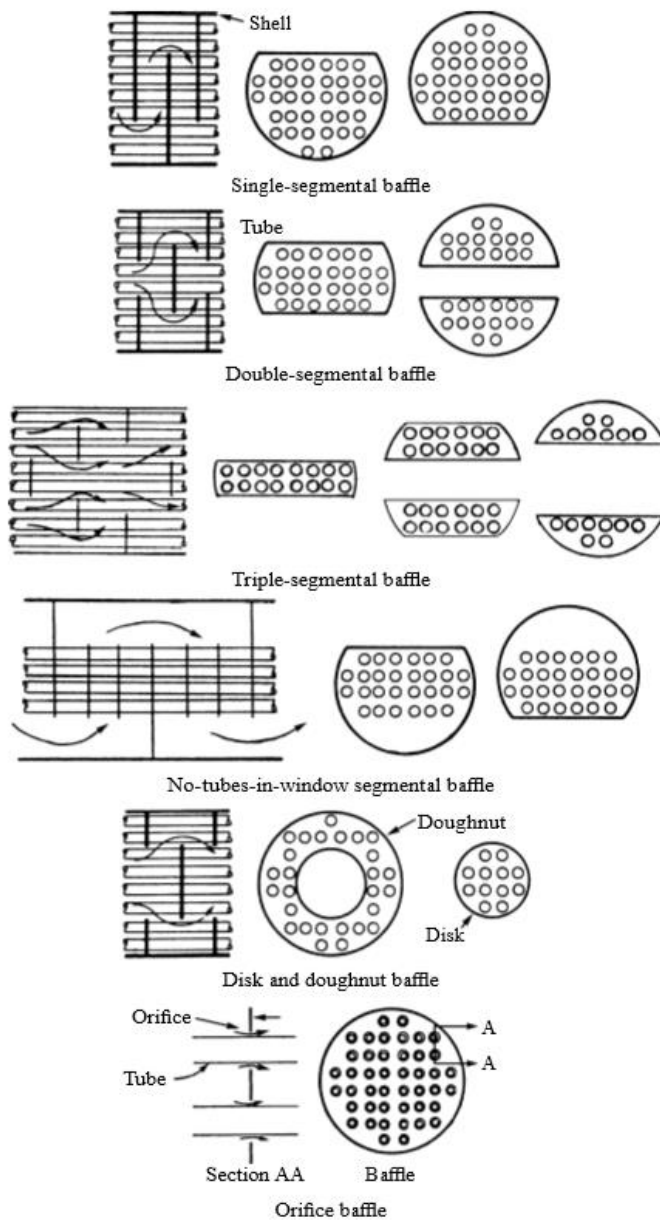


Figura 27. Geometrías de Deflectores

En la Tabla 19 se encuentran los espesores de los baffles recomendados por la TEMA. En la norma se recomienda que el espacio mínimo entre deflectores no debe ser menor que $1/5$ del diámetro interior de la coraza.

Se debe considerar que los deflectores se van a encontrar dentro de la coraza, por esto se calcula el claro mínimo que debe haber entre el borde exterior del deflector y el diámetro interno de la coraza: [5]

$$cmb = 0.0016 + (0.004 * D_i) \quad (5 - 123)$$

El diámetro exterior del deflector deberá ser:

$$D_{ba} = D_i - cmb \quad (5 - 124)$$

siendo

D_i : *Diámetro Interno de la Coraza (m)*

8.5.7 Diseño de Boquillas

La construcción de la boquilla deberá estar de acuerdo con los requisitos de la norma TEMA. Las boquillas de la coraza no sobresaldrán más allá del interior de la coraza si interfieren con la inserción o retirada. Las boquillas de la coraza o del canal que sobresalgan más allá del contorno interior de la pared del cilindro principal deben ser autoventiladas o drenadas por muescas en su intersección con el punto alto o bajo del cilindro. [5]

Con el fin de evitar el uso de mamparas de choque por la fuerza de entrada del fluido, se calcula el diámetro interno de las boquillas a partir de la ecuación (5-125). [5]

$$D = \sqrt{\frac{\frac{\dot{m}}{2250}}{\frac{\rho}{0.785}}} \quad (5 - 125)$$

Siendo

$$\dot{m} = \text{Flujo másico} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$\rho: \text{Densidad del fluido} \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

9 DESARROLLO DE SOFTWARE

Se desarrolló un software para el diseño de intercambiadores de calor, con el fin de cumplir con los objetivos propuestos, se realizó en el software MATLAB, el cual posee una herramienta para el diseño de interfaz gráfica llamada GUIDE.

9.1 MATLAB

Es un lenguaje diseñado para la computación técnica. El nombre MATLAB proviene de Matrix LaBoratory. El tipo de dato básico que gestiona es una matriz, MATLAB puede ser utilizado en computación matemática, modelado y simulación, análisis y procesamiento de datos, visualización y representación de gráficos, así como para el desarrollo de algoritmos. Es un lenguaje de programación que interpreta las instrucciones líneas por línea, a diferencia de otros lenguajes de programación que compilan el programa total. [2]

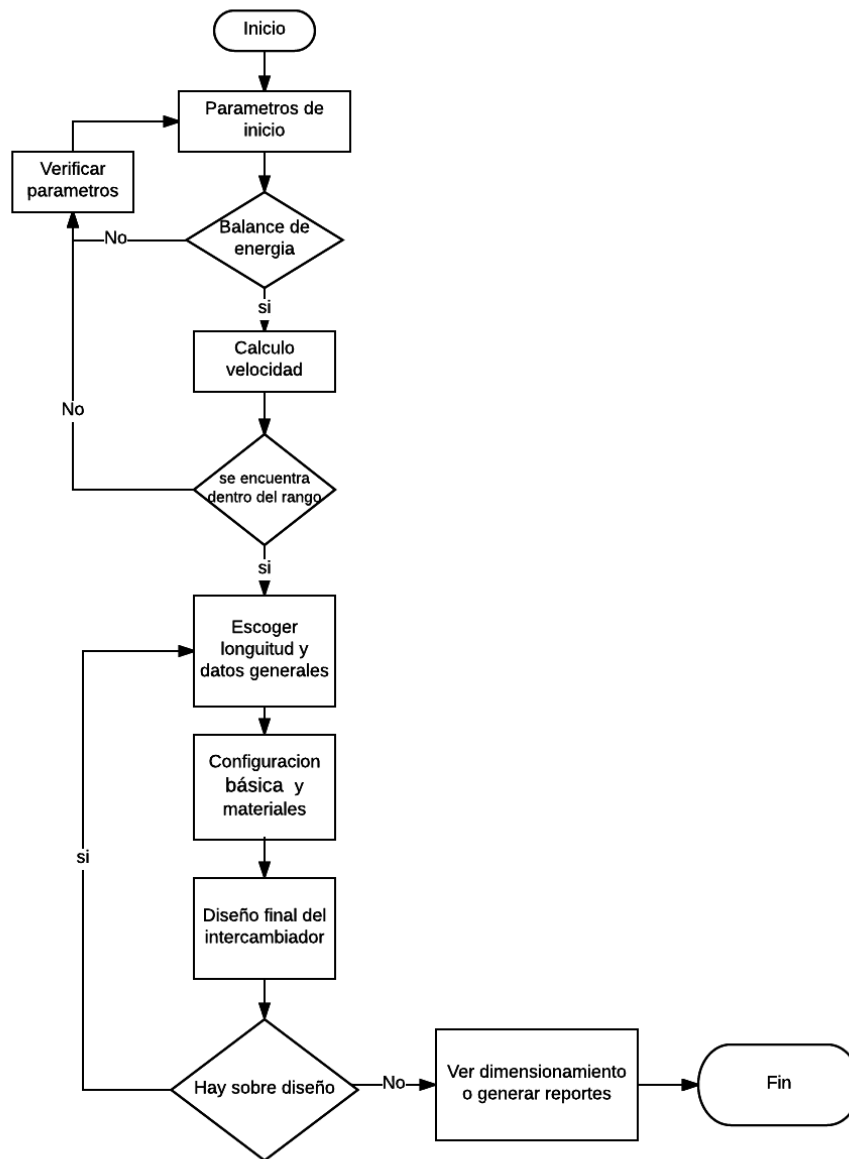
La arquitectura de MATLAB es abierta, permitiendo la relación con Excel, C, Fortran y otras aplicaciones externas utilizadas. El código escrito en lenguaje de MATLAB puede ser traducido a C de forma inmediata.

También MATLAB, a través de Simulink, permite diseñar sistemas dinámicos sencillos o complejos y realizar modelado y simulación mediante un lenguaje agradable basado en diagramas de bloques. Admite sistemas en tiempo continuo, sistemas de control y control inteligente, y aplicaciones de procesamiento de señal digital y comunicaciones. [2]

9.1.1 GUIDE

Es un entorno de programación visual disponible en MATLAB para realizar y ejecutar programas que necesites ingresar datos continuos con una interfaz gráfica de usuario GUIDE que automatizan una tarea o un cálculo. Por lo general, la GUIDE incluye controles tales como menús, barras de herramientas, botones y controles deslizantes. Muchos productos de MATLAB, Como Curve Fitting Toolbox, Signal Processing Toolbox y Control System Toolbox. (Ayuda de Matlab)

9.2 DIAGRAMA DE FLUJO



9.3 PROGRAMA PARA DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Este programa realiza el diseño térmico hidráulico y dimensionamiento de un intercambiador de calor de coraza y tubos, el cual funciona con unos datos básicos de entrada como lo son:

1. Temperaturas de entrada y salida

2. Flujos másicos
3. Fluidos
4. Tipo de flujo
5. Ubicación de los fluidos
6. Tipo de intercambiador
7. Arreglo de tubos
8. BWG de la coraza
9. Materiales

Este programa cuenta con 5 fluidos como lo son agua, gasolina, aceite refrigerante, petróleo y queroseno, los cuales permiten una combinación entre ellos para una mejor aplicación, a su vez maneja tres tipos de materiales para los elementos del intercambiador, los cuales son AISI 304, AISI 4140 y Cobre.

El software cuenta con tres interfaces (Guide's) que le permiten al usuario una interacción en el diseño. En la primera interfaz se muestra una tabla en la cual se presentan las posibles combinaciones de datos necesarias para el inicio del programa, y se solicita ingresar los datos básicos para realizar el balance de energía con el fin de verificar las condiciones térmicas del intercambiador de calor mediante las ecuaciones (5 – 1 y 5 - 2), si los datos ingresados por el usuario cumplen algunas de las condiciones de la tabla y contienen datos en 0 estos serán calculados.

Para hacer uso del software debe tener como mínimo alguna de las siguientes combinaciones de datos de entrada.

Temperaturas	Flujos	Q
3	2	0
4	1	0
4	2	0
4	0	1

Flujo Q W

Ubicación Frio Caliente

Fluido

Flujo Masico kg/s

Temperatura Entrada °C

Temperatura Salida °C

Calcular

Todos los campos deben ser diligenciados, si no los conoce marque la casilla con cero (0)

Longitud Tubos	Longitud	Número de Pasos	Número de Tubos	Diametro Ext.	Diametro Int.	BWG	Reynolds	Velocidad
1								
2								
3								
4								

Figura 28 Interfaz Gráfica 1 Datos de Entrada del Usuario

Si el balance de energía no se cumple se alertará al usuario que los parámetros ingresados no permiten un balance de energía óptimo.

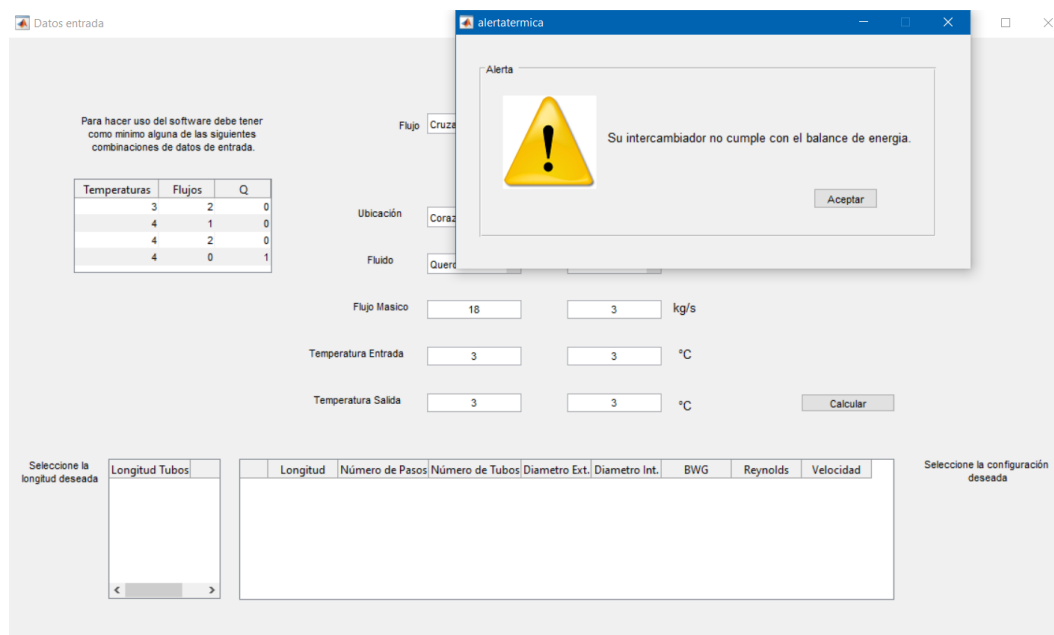


Figura 29 Interfaz Gráfica 1 Alerta Balance de Energía

Obteniendo un balance de energía adecuado se procede a calcular la temperatura media logarítmica mediante la ecuación (5 – 14), el factor de corrección haciendo uso de las ecuaciones (5 – 20 o 5 - 22) según corresponda, dada la configuración de fluidos se escoge el valor del coeficiente global de transferencia de calor de acuerdo a una base de datos, con este se calcula el área de transferencia de calor con la ecuación (5 – 23), el número de tubos (ecuación 5 – 24), el número de pasos por los tubos y Reynolds mediante la ecuación (5 – 25), y la velocidad requerida con la ecuación (5 – 27), (la cual tiene que estar dentro de los parámetros mencionados en el numeral (8.3.7)). Si la velocidad no se encuentra dentro del rango adecuado se alertará al usuario.

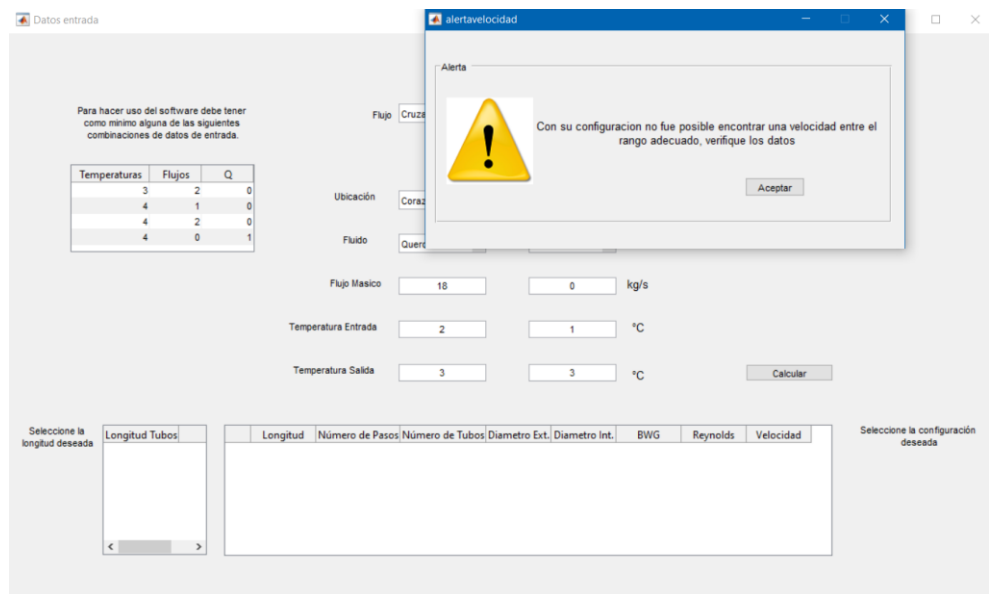


Figura 30 Interfaz Gráfica 1 Alerta velocidad

Si la velocidad es adecuada se muestra al usuario las posibles longitudes en las que se puede realizar el intercambiador, escogida la longitud se presentan los datos calculados anteriormente en diferentes configuraciones, el usuario deberá elegir una de las opciones que más se ajuste a su criterio, teniendo en cuenta el número de tubos y el diámetro de los mismo que desea para el intercambiador.

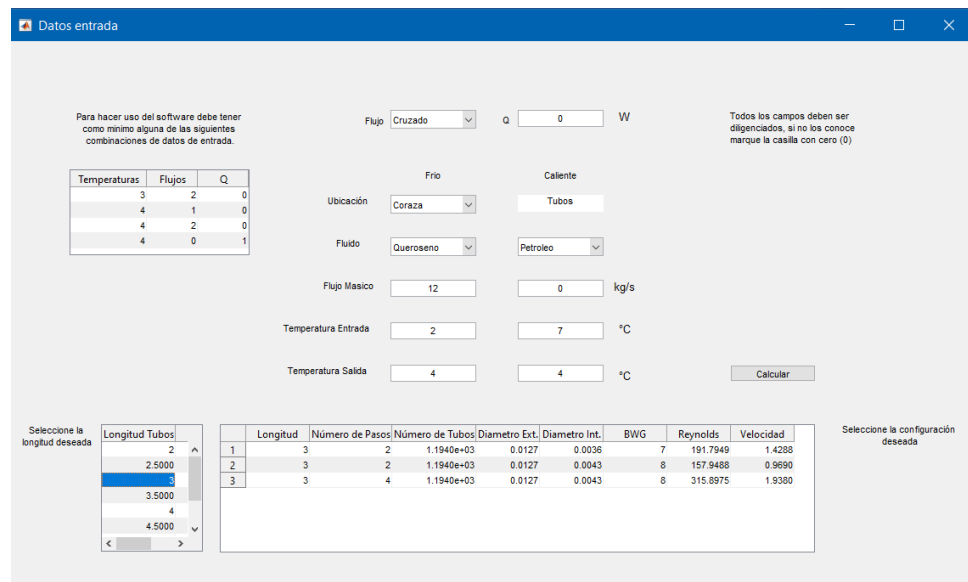


Figura 31 Interfaz Gráfica 1 Datos de Configuración

Escogida la opción más adecuada se presenta la segunda interfaz en donde se debe escoger el tipo de intercambiador, el arreglo de tubos, el BWG de la coraza y los materiales de construcción para las piezas principales del intercambiador de calor.

Para hacer uso del software debe tener como mínimo alguna de las siguientes combinaciones de datos de entrada.

Temperaturas	Flujos	Q
3	2	0
4	1	0
4	2	0
4	0	1

Panel

Dímetro: 0.0127 m

Tipo de Intercambiador: Tipo de Arreglo: Espaciado entre Tubos: 0.0174625 m

BWG Coraza: Material Tubos: Material Coraza:

Continuar

Temperatura Entrada: 2 7 °C

Temperatura Salida: 4 4 °C

Calcular

Seleccione la longitud deseada

Longitud Tubos
2
2.5000
3
3.5000
4
4.5000

	Longitud	Número de Pasos	Número de Tubos	Dímetro Ext.	Dímetro Int.	BWG	Reynolds	Velocidad
1	3	2	1.1940e+03	0.0127	0.0036	7	191.7949	1.4288
2	3	2	1.1940e+03	0.0127	0.0043	8	157.8488	0.9690
3	3	4	1.1940e+03	0.0127	0.0043	8	315.8975	1.9380

Seleccione la configuración deseada

Figura 32 Interfaz Gráfica 2 Datos de Configuración de Materiales

Una vez seleccionados los datos el programa procede revisar en la base de datos las tablas de recuento de tubos con el fin de obtener el número de tubos corregido y el diámetro correspondiente de la coraza, posteriormente se calcula el coeficiente global requerido para el diseño mediante la ecuación (5 – 30), el coeficiente de transferencia de calor en los tubos con las ecuaciones (5 – 31 y 5 – 32); del mismo modo se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor en la coraza, haciendo uso de las ecuaciones (5 – 34 a 5 – 41). Para verificar que el ensuciamiento en el intercambiador no vaya a afectar la transferencia de calor, se calcula el coeficiente global limpio con la ecuación (5 – 42), este coeficiente debe ser mayor al coeficiente global requerido para poder continuar con los cálculos y se calcula el factor de ensuciamiento que tendrá el intercambiador, haciendo uso de la ecuación (5 – 43) y los respectivos valores de ensuciamiento de los fluidos.

Una vez calculados el coeficiente global limpio y el factor de ensuciamiento, se halla el coeficiente de diseño con el cual se verifica que el intercambiador sea térmicamente estable con la ecuación (5 – 44) y los factores de diseño, Sobre superficie y Sobre diseño mediante las ecuaciones (5 – 45 y 5 – 46)

respectivamente; como se mencionó en el numeral 8.3.15, el valor del Sobre Diseño debe ser menor o igual al 15% ya que valores más altos indican un sobredimensionamiento en el intercambiador. Dado que como se explicó anteriormente, el diseño se realizó con un coeficiente global estimado es común encontrar en primera instancia Sobre Diseño; por este motivo se recalculan todos los parámetros del intercambiador haciendo uso del coeficiente global de diseño calculado para obtener un diseño que contemple los posibles ensuciamientos que se puedan presentar en el intercambiador.

Posterior a obtener los cálculos térmicos, se procede a realizar el diseño hidráulico, en el cual se calculan las posibles caídas de presión que se podrían presentar en el intercambiador; se determinan tres factores para que se presenten estas caídas, como lo son por fricción, por retorno de flujo y por las boquillas, estas caídas de presión se calculan tanto en los tubos como en la coraza mediante los conjuntos de ecuaciones (5 – 47 a 5 – 53) y (5 – 55 a 5 – 57) respectivamente.

En el diseño mecánico se realiza el cálculo de las presiones máximas de la coraza mediante las ecuaciones (5-58 a 5-64), para el diseño y dimensionamiento de las tapas se tuvo en cuenta las presiones máximas y su respectiva configuración las cuales se hallaron mediante el conjunto de ecuaciones (5-65 a 5-82), los espejos de tubos se dimensionaron de acuerdo a las ecuaciones (5-83 a 5-84), las presiones efectivas de diseño las cuales indican las presiones máximas a las que puede estar sujeto el intercambiador de calor se determinaron mediante el conjunto de ecuaciones (5-86 a 5-114), las presiones y espesores de los tubos se determinaron con las ecuaciones (5-115 a 5-122), para el diseño de baffles los culés ayudan a la transferencia de calor se calcularon con las ecuaciones (5-123 a 5-124) respectivamente, para el dimensionamiento de las boquillas de entra del intercambiador se utilizó la ecuación (5-125) la cual determina el diámetro de boquilla para una correcta entrada de fluido al intercambiador de calor.

En la tercera interfaz se muestran los datos calculados para el diseño del intercambiador de calor en el cual se visualizarán los datos de entrada, el diseño térmico, las caídas de presión y las máximas presiones de diseño. Para verificar que el diseño es óptimo se presentan los parámetros de sobre superficie y sobre diseño, estos parámetros indican si el intercambiador es térmicamente estable y si esta sobre dimensionado en su longitud y diámetro, respectivamente. Si el intercambiador presenta un sobre diseño mayor al

15%, se alertará y será necesario que el usuario modifique la longitud anteriormente seleccionada.

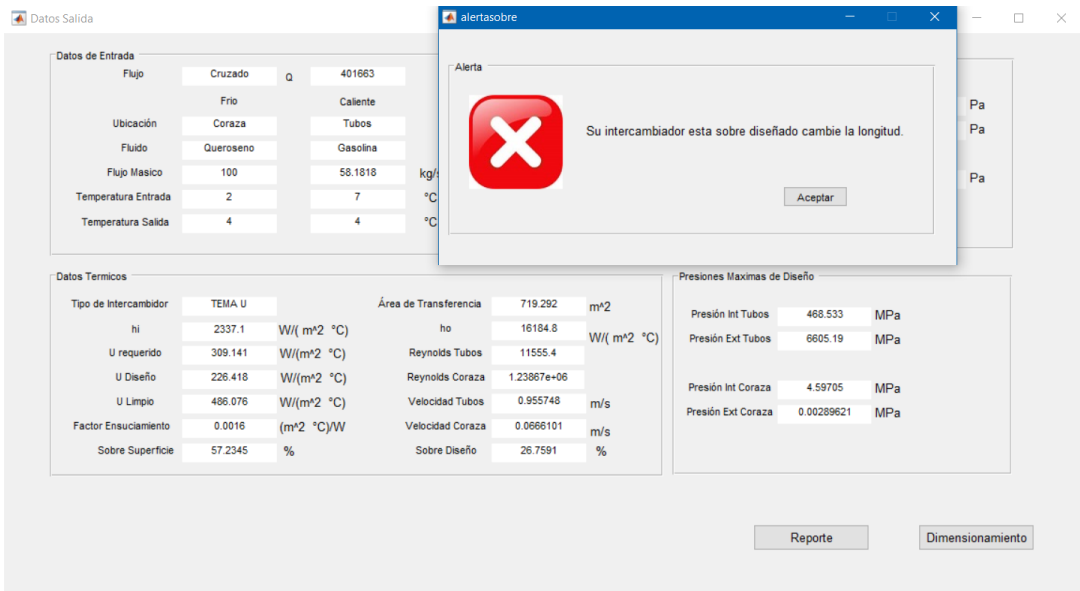


Figura 33 Interfaz Gráfica 3 Alerta Sobre Diseño

Teniendo los cálculos adecuados el usuario podrá verificar el dimensionamiento de todos los componentes del intercambiador de calor haciendo clic en el botón Dimensionamiento y posteriormente en cada flecha de continuar.

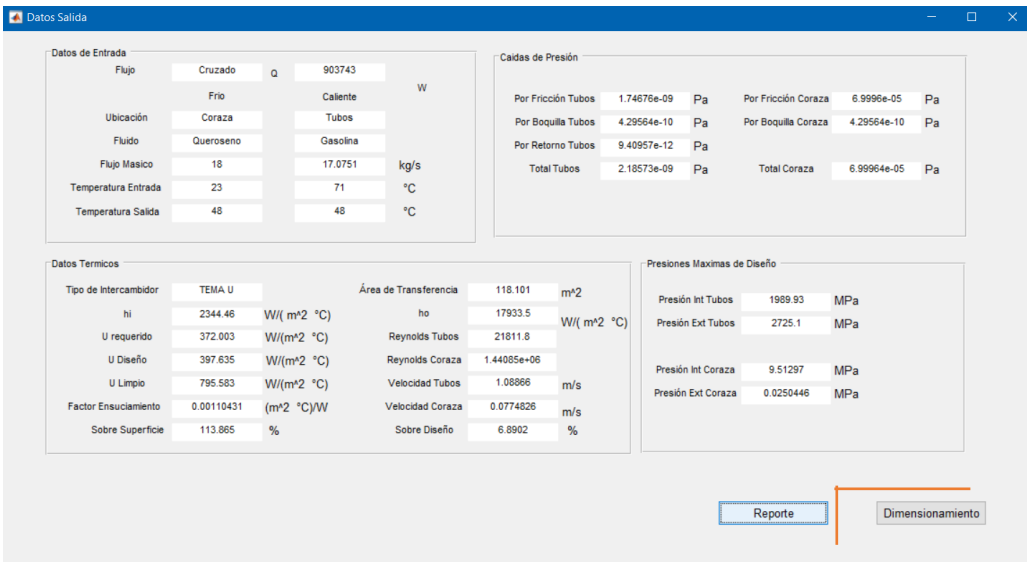


Figura 34 Interfaz Gráfica 3 Datos Dimensionamiento

Tubos

Longitud Tubos	4	m
Diametro Ext tubos	0.0127	m
Diametro Int tubos	0.004318	m
BWG Tubos	8	
Número de Tubos	356	
Tipo de Arreglo	Cuadrado	
Espacio Entre Tubos	0.0174625	m
Número de Pasos	1	
Espacio Libre entre Tubos	0.0047625	
Material Tubos	ASIS 304	

Coraza

Diametro Ext Coraza	0.394157	m
Diametro Int Coraza	0.38735	m
BWG Coraza	10	
Diametro Boquillas Coraza	0.0970601	m
Material Coraza	ASIS 4140	

Figura 35 Interfaz Gráfica Dimensionamiento Tubos y Coraza

Baffles

Diametro de Baffles	0.384201	m
Espaciado de Baffles	0.07747	m
Número de Baffles	52	
Diametro Taladrado	0.0147	m
Claro Coraza-Baffles	0.001494	m
Claro Baffles-Tubos	0.0020	m
Espesor Baffles	0.0079375	m
% Corte	2e+07	%

Espejo

Diametro Int Espejo	0.38735	m
Diametro Ext Espejo	0.557243	m
Espesor Espejo	0.04321	m
Pernos	18	
Número de Agujeros	18	
Diametro Taladrado	0.0292	m
Tubos	356	
Diametro Taladrado	0.0147	m

Figura 36 Interfaz Gráfica Dimensionamiento Baffles y Espejo

Bridas

Diametro Int Brida	0.54175	m
Diametro Ext Brida	0.745807	m
Número de Agujeros	20	
Diametro Taladrado	0.0332	m
Espesor Brida	0.189202	m

Tapas

Diametro Ext Tapas	0.545287	m
Radio Ext Tapa	0.272644	m
Espesor del Canal	0.00511222	m
Espesor Tapa	0.00506474	m
Radio Curvatura	0.0943547	m
h1	0.136322	m
h2	0.0448862	m
Longitud Tapa	0.181368	m
Longitud del Canal	0.358442	m
Diametro Boquillas Tubos	0.134125	m

Figura 37 Interfaz Gráfica Dimensionamiento Bridas y Tapas

También tendrá la opción de generar un informe en una hoja de datos de Excel, que contiene todos los parámetros calculados del diseño, haciendo clic en Generar Reporte.

Datos Salida

Datos de Entrada

Flujo	Cruzado	Q	903743	W
	Frio			Caliente
Ubicación	Coraza			Tubos
Fluido	Queroseno			Gasolina
Flujo Masico	18		17.0751	kg/s
Temperatura Entrada	23		71	°C
Temperatura Salida	48		48	°C

Caidas de Presión

Por Fricción Tubos	1.74676e-09	Pa	Por Fricción Coraza	6.9996e-05	Pa
Por Boquilla Tubos	4.29564e-10	Pa	Por Boquilla Coraza	4.29564e-10	Pa
Por Retorno Tubos	9.40957e-12	Pa			
Total Tubos	2.18573e-09	Pa	Total Coraza	6.99964e-05	Pa

Datos Termicos

Tipo de Intercambidor	TEMA U	Área de Transferencia	118.101	m²
hi	2344.46	W/(m² °C)	ho	17933.5
U requerido	372.003	W/(m² °C)	Reynolds Tubos	21811.8
U Diseño	397.635	W/(m² °C)	Reynolds Coraza	1.44085e+06
U Limpio	795.583	W/(m² °C)	Velocidad Tubos	1.08866
Factor Ensuciamiento	0.00110431	(m² °C)/W	Velocidad Coraza	0.0774826
Sobre Superficie	113.865	%	Sobre Diseño	6.8902
				%

Presiones Maximas de Diseño

Presión Int Tubos	1989.93	MPa
Presión Ext Tubos	2725.1	MPa
Presión Int Coraza	9.51297	MPa
Presión Ext Coraza	0.0250446	MPa

Reporte

Dimensionamiento

Figura 38 Interfaz Gráfica 3 Reporte


		HOJA DE DATOS INTERCAMBIADOR DE CALOR		NORMAS	UNIDADES
				TEMA - ASME	S. Internacional
DATOS DE ENTRADA					
Flujo	Cruzado	Transferencia de Calor		942029,55	W
	Fluido Frio	Fluido Caliente		Unidades	
Ubicación	Coraza	Tubos			
Fluido	Gasolina	Queroseno			
Flujo Másico	18	20,39409442		kg/s	
Temperatura Entrada	23	71		°C	
Temperatura Salida	48	48		°C	
DATOS TERMICOS					
Tipo de Intercambiador	TEMA U	Area de Transferencia		320,2034269	m²
hi	301,6074013	W/(m² °C)	ho	1890,157891	W/(m² °C)
U requerido	129,1802845	W/(m² °C)	Reynolds Tubos	816,552001	
U Diseño	122,6531838	W/(m² °C)	Reynolds Coraza	6974,159918	
U Limpio	142,9782762	W/(m² °C)	Velocidad Tubos	0,450711046	m/s
Factor de Ensuciamiento	0,001378077	(m² °C)/W	Velocidad Coraza	0,022227387	m/s
Sobre Superficie	10,68119005	%	Sobre Diseño	5,052706527	%
CAIDAS DE PRESIÓN					
Por Fricción Tubos	1,09486E-08	Pa	Por Fricción Coraza	1,09613E-05	Pa
Por Boquillas Tubos	4,29564E-10	Pa	Por Boquillas Coraza	8,59128E-10	Pa
Por Retorno Tubos	4,8489E-10	Pa			
Total Caída Tubos	1,18631E-08	Pa	Total Caída Coraza	1,09622E-05	Pa
PRESIONES MÁXIMAS DE DISEÑO					
Presón Interna Tubos	2458,536585	MPa	Presión Interna Coraza	329,552762	MPa
Presión Externa Tubos	2128,895959	MPa	Presión Externa Coraza	0,001388292	MPa
TUBOS			CORAZA		
Longitud Tubos	2,5	m			
Diametro Exterior Tubos	0,0127	m			
Diametro Interior Tubos	0,006604	m	Diametro Exterior Coraza	1,0723372	m
BWG Tubos	11		Diametro Interior Coraza	1,0668	m
Número de Tubos	3048		BWG Coraza	12	
Tipo de Arreglo	Cuadrado		Diametro Boquillas Coraza	0,128176899	m
Espaciado entre Tubos	0,0174625	m	Material Coraza	Cobre	
Número de Pasos	4				
Espacio Libre Tubos	0,0047625	m			
Material Tubos	AISI 4140				
BAFLES			ESPEJOS		
			Diametro Interno Espejo	1,0668	m
Diametro Exterior Bafle	1,0609328	m	Diametro Externo Espejo	1,39792624	m
Espacio entre Baffles	0,21336	m	Espesor Espejo	0,064514032	m
Número de Baffles	12		Pernos		
Diametro de Taladrado	0,0147	m	Número de Agujeros	36	
Claro Coraza-Baffles	0,0058672	m	Diametro de Taladrado	0,0492	m
Claro Baffles-Tubos	0.0020	m			
Espesor de Baffles	0,0079375	m	Tubos		
% Corte	20000000	%	Número de Agujeros	3048	
			Diametro de Taladrado	0,0147	m
BRIDAS			TAPAS		
			Diametro Externo Tapas	1,0723372	m
Diametro Interno Brida	1,0688	m	Radio Externo Tapas	0,5361686	m
Diametro Externo Brida	1,39792624	m	Espesor del Canal	0,005048126	m
Número de Agujeros	36		Espesor Tapa	0,005024473	m
Diametro de Taladrado	0,0492	m	Radio Curvatura	0,185514336	m
Espesor Brida	0,35032076	m	h1	0,2680843	m
			h2	0,088467819	m
			Longitud Tapa	0,356552119	m
			Longitud Canal	0,710247881	m
			Diametro Boquillas Tubos	0,139751929	m

Figura 39 Reporte Final de Diseño Intercambiador de Calor

10 ANALISIS DE RESULTADOS

10.1 Análisis Teórico

Con el fin de comprobar el funcionamiento del software, se tomó el ejemplo 5.1 de Serth Robert W. (1ra Edición). Process Heat Transfer: Principles and Applications.; en la figura 40 se muestra los resultados de una comparación entre los datos calculados en el ejemplo y los calculados por el software. Se evidencia que el error generado en la comparación es relativo, dado que el error es variable; ya que el software contiene datos promedio en las características de los fluidos, pero esto no afecta en gran medida los valores finales, obteniendo que el software genera un cálculo asertivo en el diseño de intercambiadores de calor.

Datos	Resultados				Software	Unidades	Error
		Unidades		Unidades			
Calor	3717000	Btu/h	1089344,907	W	1088524,894	W	0,0753325
Fluido Caliente	Queroseno	-	-	-		-	-
Ubicación	Coraza	-	-	-		-	-
Temperatura Entrada Caliente	390	°F	198,8888889	°C		°C	-
Temperatura Salida Caliente	250	°F	121,1111111	°C		°C	-
Flujo Másico Caliente	45000	lb/h	5,6699055	kg/s		kg/s	-
Fluido Frio	Aceite	-	-	-		-	-
Ubicación	Tubos	-	-	-		-	-
Temperatura Entrada Fria	100	°F	37,77777778	°C		°C	-
Temperatura Salida Fria	150,6	°F	65,88888889	°C	65,8724	°C	0,02503156
Flujo Másico Frio	150000	lb/h	18,899685	kg/s		kg/s	-
LMTD	191,2	°F	88,44444444	°C	98,9152	°C	10,585588
Factor de Correccion	0,97	-	-	-		-	-
Area de Transferencia	478	ft^2	44	m^2	45,3315	m^2	2,03942071
Número de Tubos	124	-	-	-	130	-	4,83870968
Reynolds Tubos	10189	-	-	-	10008,3	-	1,77348121
Velocidad Tubos	6,7	ft/s	2,04216	m/s	1,99898	m/s	2,16010165
hi	156	Btu/h ft^2 °F	885,216696	W/m^2 °C	874,019	W/m^2 °C	1,28117306
B	3,85	in	0,09779	m	0,1417	m	30,9880028
Corte	20	%	-	-	20	%	-
Reynolds Coraza	37158	-	-	-	37161,7	-	0,00995748
ho	122	Btu/h ft^2 °F	692,284852	W/m^2 °C	689,993	W/m^2 °C	0,33215583
Ud	46	Btu/h ft^2 °F	261,025436	W/m^2 °C	259,276	W/m^2 °C	0,67473889
Uc	62	Btu/h ft^2 °F	351,816892	W/m^2 °C	348,368		0,99001401
Ureq	44	Btu/h ft^2 °F	249,676504	W/m^2 °C	235,741		5,91136205
Diametro de la Coraza	19,25	in	0,48895	m	0,48895	m	0
Sobre Superficie	41	%	-	-	47,7756	%	16,5258537
Sobre Diseño	4,5	%	-	-	9,98318	%	121,848444
							-
Longitud tubos	14	ft	4,2672	m	4,5	m	5,17333333
Diametro Tubos	1	in	0,0254	m	0,0254	m	0
BWG	14	-	-	-	14	-	-
Espaciamento entre tubos	1,25	in	0,03175	m	0,03175	m	0
Arreglo	Cuadrado	-	-	-	Cuadrado	-	-
Pasos por los Tubos	4	-	-	-	4	-	-

Figura 40. Comparación Datos Teóricos y Software

En este proyecto se realizó un programa para el diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubo en el software MATLAB, el cual funciona con cinco fluidos (Agua, Queroseno, Gasolina, Petróleo y Aceite Refrigerante) y tres materiales (Acero Inoxidable AISI 304, Acero al carbono AISI 4140 y Cobre). El programa funciona bajo unos parámetros iniciales como lo son los fluidos a manejar, las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, flujos másicos, transferencia de calor, la ubicación de los fluidos en el intercambiador, los cuales no es necesario conocerlos todos para poder calcular el intercambiador, para esto se dan unas opciones en el inicio de la interfaz para las posibles combinaciones de datos iniciales que se pueden ingresar para realizar el cálculo.

Se evidencia que el fluido que transite por los tubos no debe ser altamente viscoso dado que las condiciones de este, generan ensuciamiento y algunos casos no logran cambiar su estado laminar a fluido turbulento, lo cual es necesario en los tubos de un intercambiador de este tipo; por este motivo el programa adapta los fluidos que pueden ir por los tubos y los que deberían ir por la coraza.

Para facilitar la interacción del usuario con el software, el programa cuenta con una serie de alertas las cuales aparecen en tres casos diferentes, como lo son: si los datos no son correctos o falta algún dato para realizar el balance térmico, si con las configuraciones de datos iniciales no se puede obtener una velocidad dentro del rango y si hay sobre diseño del intercambiador de calor.

Para facilitar la interpretación del dimensionamiento el programa muestra un plano básico de cada pieza con las respectivas dimensiones que se calcularon para esta. Como producto final, el usuario tiene la opción de generar un reporte en Excel, en el cual se muestran todos los datos iniciales que el programa recibe y cada uno de los parámetros obtenidos por el programa.

11 CONCLUSIONES

Con el desarrollo de este software se creó una herramienta versátil, la cual bajo unos parámetros iniciales desarrolla el diseño de un intercambiador de coraza y tubos obteniendo los datos necesarios para su implementación, minimizando tiempo en el diseño de este.

El software realiza el cálculo de intercambiadores de calor de coraza y tubos, mediante unos parámetros iniciales dados por el usuario, una vez obtenidos estos datos el programa busca y selecciona de una base de datos las condiciones más adecuadas y las ecuaciones correspondientes para el diseño.

Se evidencia en los datos obtenidos por el programa, que estos presentan error menor al 10 % frente al proceso de cálculo manual, la magnitud de este error genera confiabilidad en el proceso de calculo que realiza el software ya que los cálculos de transferencia de calor se consideran adecuados si tiene un error menor al 20 % [6].

Este software es muy amigable con el usuario ya que el programa cuenta con una serie de alertas para identificar los errores en el diseño, facilita la interpretación de los datos obtenidos en el dimensionamiento mostrando un plano guía con las respectivas dimensiones y finalmente como herramienta adicional genera un reporte final con todos los cálculos obtenidos y los visualiza en Excel.

12 RECOMENDACIONES

Para mejorar la capacidad de diseño del software, se recomienda adicionar más fluidos y materiales.

Se recomienda agregar una herramienta de diseño para exportar planos con la normatividad colombiana de diseño vigente.

BIBLIOGRAFIA

- [1] ASME (American Society of Mechanical Engineers). (200)
- [2] GILAT, Amos. Matlab, Una Introducción con Ejemplos Prácticos. Editorial Reverté. (2005)
- [3] KAKAC, Sadik. Liu, Hongtan. *Heat Exchangers*. Editorial CRC PressTaylor & FrancisGroup. (2012)
- [4] KERN, Donald. *Procesos de Transferencia de Calor*. Editorial Noriega Balderas. (1999)
- [5] TEMA (Tubular Exchangers Manufactures Association). (9na Edición). (2007)
- [6] YUNUS, Cengel. *Transferencia de Calor y Masa*. (3ra Edición). Editorial Mc Graw Hill. (2007)
- [7] SERTH, Robert W. *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. Editorial Elsevier Ltd. (2007)

ANEXOS

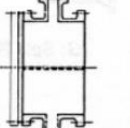
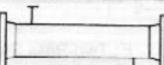

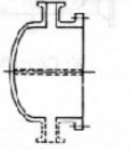
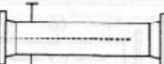
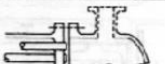
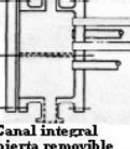
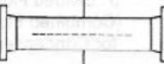
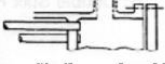
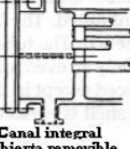
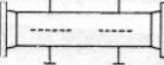
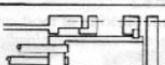
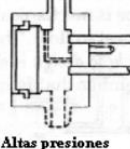
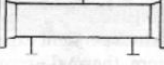
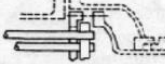

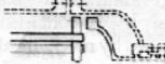
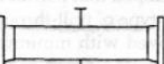
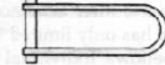

Tabla 1. Rangos típicos de los números de Prandtl para fluidos comunes.

Rangos típicos de los números de Prandtl para fluidos comunes

Fluido	Pr
Metales líquidos	0.004-0.030
Gases	0.7-1.0
Agua	1.7-13.7
Fluidos orgánicos	
ligeros	5-50
Aceites	50-100 000
Glicerina	2 000-100 000

Tomada de: Yunus Cengel, Transferencia de Calor y Masa

Tabla 2. Designación TEMA

Frente Cabezales estacionarios		Tipo de carcasa	Terminal Tipos de cabezal
A	 Canal y cubierta removible	E  Un pase de carcaza	L  Similar a cabezal A
B	 Bonete (cubierta integral)	F  Dos pases de carcaza con separador horizontal	M  Similar a cabezal B
C	 Haz de tubo removible Canal integral Cubierta removible	G  Flujo dividido	N  Similar a cabezal N
N	 Canal integral Cubierta removible	H  Doble flujo dividido	P  Cabezal flotante empacado por el exterior
D	 Altas presiones	J  Flujo dividido	S  Cabezal flotante
		K  Rehervidor	T  Cabezal flotante deslizante
		X  Flujo cruzado	U  Haz de tubo en U
			W  Sello externo

Tomada de: Heat Exchangers. Kakac, Sadik. Liu, Hongtan

Tabla 3. Tamaños Típicos de Tubos

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Área de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
$\frac{1}{2}$	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
$\frac{3}{4}$	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
	18	0.049	0.902	0.639		0.2361	0.545
$1\frac{1}{4}$	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
	18	0.049	1.15	1.04		0.3015	0.688
$1\frac{1}{2}$	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
	18	0.049	1.40	1.54		0.3670	0.831

Tomada de: Procesos de transferencia de calor. Donald Kern.

Tabla 4. Relaciones de la efectividad para los intercambiadores de calor

$$NTU = UA_s/C_{\min} \text{ y } c = C_{\min}/C_{\max} = (\dot{m}c_p)_{\min}/(\dot{m}c_p)_{\max}$$

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Tubo doble:</i>	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Tubos y coraza</i>	
Un paso por la coraza y	
2, 4, . . . pasos por los tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado</i> (<i>un solo paso</i>)	
Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
C_{\max} mezclado, C_{\min} no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
C_{\min} mezclado, C_{\max} no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con</i> $c = 0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Tomado de W. M. Kays y A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3a. ed. McGraw-Hill, 1984. Reimpreso con autorización de William M. Kays.

Tomada de: Yunus A. Cengel, Transferencia de Calor y Masa

Tabla 5. Valores Típicos de Coeficiente Global de Transferencia de Calor en Intercambiadores de Calor.

Shell side	Tube side	Design U	Includes total dirt
Liquid-liquid media			
Aroclor 1248	Jet fuels	100–150	0.0015
Cutback asphalt	Water	10–20	0.01
Demineralized water	Water	300–500	0.001
Ethanol amine (MEA or DEA) 10–25% solutions	Water or DEA, or MEA solutions	140–200	0.003
Fuel oil	Water	15–25	0.007
Fuel oil	Oil	10–15	0.008
Gasoline	Water	60–100	0.003
Heavy oils	Heavy oils	10–40	0.004
Heavy oils	Water	15–50	0.005
Hydrogen-rich reformer stream	Hydrogen-rich reformer stream	90–120	0.002
Kerosene or gas oil	Water	25–50	0.005
Kerosene or gas oil	Oil	20–35	0.005
Kerosene or jet fuels	Trichloroethylene	40–50	0.0015
Jacket water	Water	230–300	0.002
Lube oil (low viscosity)	Water	25–50	0.002
Lube oil (high viscosity)	Water	40–80	0.003
Lube oil	Oil	11–20	0.006
Naphtha	Water	50–70	0.005
Naphtha	Oil	25–35	0.005
Organic solvents	Water	50–150	0.003
Organic solvents	Brine	35–90	0.003
Organic solvents	Organic solvents	20–60	0.002
Tall oil derivatives, vegetable oil, etc.	Water	20–50	0.004
Water	Caustic soda solutions (10–30%)	100–250	0.003
Water	Water	200–250	0.003
Wax distillate	Water	15–25	0.005
Wax distillate	Oil	13–23	0.005
Condensing vapor-liquid media			
Alcohol vapor	Water	100–200	0.002
Asphalt (450°F)	Dowtherm vapor	40–60	0.006
Dowtherm vapor	Tall oil and derivatives	60–80	0.004
Dowtherm vapor	Dowtherm liquid	80–120	0.0015
Gas-plant tar	Steam	40–50	0.0055
High-boiling hydrocarbons V	Water	20–50	0.003
Low-boiling hydrocarbons A	Water	80–200	0.003
Hydrocarbon vapors (partial condenser)	Oil	25–40	0.004
Organic solvents A	Water	100–200	0.003
Organic solvents high NC, A	Water or brine	20–60	0.003
Organic solvents low NC, V	Water or brine	50–120	0.003
Kerosene	Water	30–65	0.004
Kerosene	Oil	20–30	0.005
Naphtha	Water	50–75	0.005

(Continued)

Shell side	Tube side	Design <i>U</i>	Includes total dirt
Naphtha	Oil	20–30	0.005
Stabilizer reflux vapors	Water	80–120	0.003
Steam	Feed water	400–1000	0.0005
Steam	No. 6 fuel oil	15–25	0.0055
Steam	No. 2 fuel oil	60–90	0.0025
Sulfur dioxide	Water	150–200	0.003
Tall-oil derivatives, vegetable oils (vapor)	Water	20–50	0.004
Water	Aromatic vapor-stream azeotrope	40–80	0.005
Gas-liquid media			
Air, N ₂ , etc. (compressed)	Water or brine	40–80	0.005
Air, N ₂ , etc., A	Water or brine	10–50	0.005
Water or brine	Air, N ₂ (compressed)	20–40	0.005
Water or brine	Air, N ₂ , etc., A	5–20	0.005
Water	Hydrogen containing natural-gas mixtures	80–125	0.003
Vaporizers			
Anhydrous ammonia	Steam condensing	150–300	0.0015
Chlorine	Steam condensing	150–300	0.0015
Chlorine	Light heat-transfer oil	40–60	0.0015
Propane, butane, etc.	Steam condensing	200–300	0.0015
Water	Steam condensing	250–400	0.0015

NC: non-condensable gas present; V: vacuum; A: atmospheric pressure.
Dirt (or fouling factor) units are (h) (ft²) (°F)/Btu

Tomadas de: Serth Robert W. Process Heat Transfer

Tabla 6. Diámetro Interno de la Coraza y Número de Tubos

Shell ID (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	55	48	34	24	52	40	32
10	88	78	62	56	90	80	74
12	140	138	112	100	140	128	108
13.25	178	172	146	136	180	164	148
15.25	245	232	208	192	246	232	216
17.25	320	308	274	260	330	312	292
19.25	405	392	352	336	420	388	368
21.25	502	484	442	424	510	488	460
23.25	610	584	536	508	626	596	562
25	700	676	618	600	728	692	644
27	843	812	742	716	856	816	780
29	970	942	868	840	998	956	920
31	1127	1096	1014	984	1148	1108	1060
33	1288	1250	1172	1148	1318	1268	1222
35	1479	1438	1330	1308	1492	1436	1388
37	1647	1604	1520	1480	1684	1620	1568
39	1840	1794	1700	1664	1882	1816	1754
42	2157	2112	2004	1968	2196	2136	2068
45	2511	2458	2326	2288	2530	2464	2402
48	2865	2808	2686	2656	2908	2832	2764
54	3656	3600	3462	3404	3712	3624	3556
60	4538	4472	4310	4256	4608	4508	4426

Continua.

Tube Counts for 3/4-in. OD Tubes on 15/16-in. Triangular Pitch

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24
10	85	72	52	50	60	62	52	44	64	52	52
12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78
13.25	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108
15.25	204	192	166	168	183	168	146	136	180	160	148
17.25	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204
19.25	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262
21.25	417	396	364	348	372	356	324	316	370	352	334
23.25	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408
25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474
27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570
29	785	762	704	688	729	708	650	624	736	696	668
31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780
33	1035	1002	944	920	962	934	868	840	978	928	904
35	1164	1132	1062	1036	1090	1064	990	972	1100	1060	1008
37	1304	1270	1200	1168	1233	1196	1132	1100	1238	1200	1152
39	1460	1422	1338	1320	1365	1346	1266	1244	1390	1336	1290
42	1703	1664	1578	1552	1611	1580	1498	1464	1632	1568	1524
45	1960	1918	1830	1800	1875	1834	1736	1708	1882	1820	1770
48	2242	2196	2106	2060	2132	2100	1998	1964	2152	2092	2044
54	2861	2804	2682	2660	2730	2684	2574	2536	2748	2680	2628
60	3527	3476	3360	3300	3395	3346	3228	3196	3420	3340	3286
66	4292	4228	4088	4044							
72	5116	5044	4902	4868							
78	6034	5964	5786	5740							
84	7005	6934	6766	6680							
90	8093	7998	7832	7708							
96	9203	9114	8896	8844							
108	11696	11618	11336	11268							
120	14459	14378	14080	13984							

Continua.

Tube Counts for 3/4-in. OD Tubes on 1-in. Square Pitch

Shell ID (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	28	26	16	12	28	24	12
10	52	48	44	24	52	44	32
12	80	76	66	56	78	72	70
13¾	104	90	70	80	96	92	90
15¾	136	128	128	114	136	132	120
17¾	181	174	154	160	176	176	160
19¾	222	220	204	198	224	224	224
21¾	289	272	262	260	284	280	274
23¾	345	332	310	308	348	336	328
25	398	386	366	344	408	392	378
27	477	456	432	424	480	468	460
29	554	532	510	496	562	548	530
31	637	624	588	576	648	636	620
33	730	712	682	668	748	728	718
35	828	812	780	760	848	820	816
37	937	918	882	872	952	932	918
39	1048	1028	996	972	1056	1044	1020
42	1224	1200	1170	1140	1244	1224	1212
45	1421	1394	1350	1336	1436	1408	1398
48	1628	1598	1548	1536	1640	1628	1602
54	2096	2048	2010	1992	2108	2084	2068
60	2585	2552	2512	2476	2614	2584	2558

Continua.

Tube Counts for 3/4-in. OD Tubes on 1-in. Triangular Pitch

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	42	40	26	24	31	26	16	12	32	24	24
10	73	66	52	44	56	48	42	40	52	48	40
12	109	102	88	80	88	78	62	68	84	76	74
13¼	136	128	112	102	121	106	94	88	110	100	98
15¼	183	172	146	148	159	148	132	132	152	140	136
17¼	237	228	208	192	208	198	182	180	206	188	182
19¼	295	282	258	248	258	250	228	220	266	248	234
21¼	361	346	318	320	320	314	290	276	330	316	296
23¼	438	416	382	372	400	384	352	336	400	384	356
25	507	486	448	440	450	442	400	392	472	440	424
27	592	574	536	516	543	530	488	468	554	528	502
29	692	668	632	604	645	618	574	556	648	616	588
31	796	774	732	708	741	716	666	648	744	716	688
33	909	886	836	812	843	826	760	740	852	816	788
35	1023	1002	942	920	950	930	878	856	974	932	908
37	1155	1124	1058	1032	1070	1052	992	968	1092	1056	1008
39	1277	1254	1194	1164	1209	1184	1122	1096	1224	1180	1146
42	1503	1466	1404	1372	1409	1378	1314	1296	1434	1388	1350
45	1726	1690	1622	1588	1635	1608	1536	1504	1652	1604	1560
48	1964	1936	1870	1828	1887	1842	1768	1740	1894	1844	1794
54	2519	2466	2380	2352	2399	2366	2270	2244	2426	2368	2326
60	3095	3058	2954	2928	2981	2940	2832	2800	3006	2944	2884
66	3769	3722	3618	3576							
72	4502	4448	4324	4280							
78	5309	5252	5126	5068							
84	6162	6108	5964	5900							
90	7103	7040	6898	6800							
96	8093	8026	7848	7796							
108	10260	10206	9992	9940							
120	12731	12648	12450	12336							

Continua.

Shell ID (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	17	12	8	12	14	8	6
10	30	30	16	18	30	24	12
12	52	48	42	24	44	40	32
13¼	61	56	52	50	60	48	44
15¼	85	78	62	64	80	72	74
17¼	108	108	104	96	104	100	100
19¼	144	136	130	114	132	132	120
21¼	173	166	154	156	172	168	148
23¼	217	208	194	192	212	204	198
25	252	240	230	212	244	240	230
27	296	280	270	260	290	284	274
29	345	336	310	314	340	336	328
31	402	390	366	368	400	384	372
33	461	452	432	420	456	444	440
35	520	514	494	484	518	504	502
37	588	572	562	548	584	576	566
39	661	640	624	620	664	644	640
42	776	756	738	724	764	748	750
45	900	882	862	844	902	880	862
48	1029	1016	984	972	1028	1008	1004
54	1310	1296	1268	1256	1320	1296	1284
60	1641	1624	1598	1576	1634	1616	1614

continua

Tube Counts for 1-in. OD Tubes on 1.25-in. Triangular Pitch

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	27	26	8	12	18	14	8	12	14	12	6
10	42	40	34	24	33	28	16	18	28	24	24
12	64	66	52	44	51	48	42	44	52	40	40
13½	81	74	62	56	73	68	52	44	64	56	52
15½	106	106	88	92	93	90	78	76	90	80	78
17½	147	134	124	114	126	122	112	102	122	112	102
19½	183	176	150	152	159	152	132	136	152	140	136
21½	226	220	204	186	202	192	182	172	196	180	176
23½	268	262	236	228	249	238	216	212	242	224	216
25	316	302	274	272	291	278	250	240	286	264	246
27	375	360	336	324	345	330	298	288	340	320	300
29	430	416	390	380	400	388	356	348	400	380	352
31	495	482	452	448	459	450	414	400	456	436	414
33	579	554	520	504	526	514	484	464	526	504	486
35	645	622	586	576	596	584	548	536	596	572	548
37	729	712	662	648	672	668	626	608	668	636	614
39	808	792	744	732	756	736	704	692	748	728	700
42	947	918	874	868	890	878	834	808	890	856	830
45	1095	1068	1022	1000	1035	1008	966	948	1028	992	972
48	1241	1220	1176	1148	1181	1162	1118	1092	1180	1136	1100
54	1577	1572	1510	1480	1520	1492	1436	1416	1508	1468	1442
60	1964	1940	1882	1832	1884	1858	1800	1764	1886	1840	1794
66	2390	2362	2282	2260							
72	2861	2828	2746	2708							
78	3368	3324	3236	3216							
84	3920	3882	3784	3736							
90	4499	4456	4370	4328							
96	5144	5104	4986	4936							
108	6546	6494	6360	6300							
120	8117	8038	7870	7812							

Continua.

Tube Counts for 1.25-in. OD Tubes on 1⁹/₁₆-in. Square Pitch

Shell ID (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	12	12	4	0	4	4	6
10	21	12	8	12	12	8	12
12	29	28	16	18	26	20	12
13½	38	34	34	24	36	28	15
15½	52	48	44	48	44	44	32
17½	70	66	56	50	60	60	56
19½	85	84	70	80	82	76	79
21½	108	108	100	96	100	100	100
23½	136	128	128	114	128	120	120
25	154	154	142	136	154	148	130
27	184	180	158	172	176	172	160
29	217	212	204	198	212	204	198
31	252	248	234	236	242	240	234
33	289	276	270	264	280	280	274
35	329	316	310	304	324	312	308
37	372	368	354	340	358	352	350
39	420	402	402	392	408	400	392
42	485	476	468	464	480	476	464
45	565	554	546	544	558	548	550
48	653	636	628	620	644	628	632
54	837	820	812	804	824	808	808
60	1036	1028	1012	1008	1028	1016	1008

Continua.

Tube Counts for 1.25-in. OD Tubes on 1⁹/₁₆-in. Triangular Pitch

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	15	10	8	12	13	10	4	0	6	4	6
10	27	22	16	12	18	20	8	12	14	12	12
12	38	36	26	24	33	26	26	18	28	20	18
13 ³ / ₄	55	44	42	40	38	44	34	24	34	28	30
15 ¹ / ₄	66	64	52	50	57	58	48	44	52	48	40
17 ¹ / ₄	88	82	78	68	81	72	62	68	72	68	64
19 ¹ / ₄	117	106	98	96	100	94	86	80	90	84	78
21 ¹ / ₄	136	134	124	108	126	120	116	102	118	112	102
23 ³ / ₄	170	164	146	148	159	146	132	132	148	132	120
25	198	188	166	168	183	172	150	148	172	160	152
27	237	228	208	192	208	206	190	180	200	188	180
29	268	266	242	236	249	238	224	220	242	228	216
31	312	304	284	276	291	282	262	256	282	264	250
33	357	346	322	324	333	326	298	296	326	308	292
35	417	396	372	364	372	368	344	336	362	344	336
37	446	446	422	408	425	412	394	384	416	396	384
39	506	490	472	464	478	468	442	432	472	444	428
42	592	584	552	544	558	546	520	512	554	524	510
45	680	676	646	632	646	634	606	596	636	624	592
48	788	774	736	732	748	732	704	696	736	708	692
54	1003	980	952	928	962	952	912	892	946	916	890
60	1237	1228	1188	1152	1194	1182	1144	1116	1176	1148	1116
66	1520	1496	1448	1424							
72	1814	1786	1736	1724							
78	2141	2116	2068	2044							
84	2507	2470	2392	2372							
90	2861	2840	2764	2744							
96	3275	3246	3158	3156							
108	4172	4136	4046	4020							
120	5164	5128	5038	5000							

Tomadas de: Serth Robert W. Process Heat Transfer

Tabla 7. Espaciado Máximo de Tubo No Soportado.

MAXIMUM UNSUPPORTED STRAIGHT TUBE SPANS Dimensions in Inches (mm)		
Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F (° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 750 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (454) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)
2-1/2 (63.5)	125 (3175)	110 (2794)
3 (76.2)	125 (3175)	110 (2794)

Tomada de: Norma TEMA

Tabla 8. Valores Típicos de Factores de Ensuciamiento para Algunos Fluidos $\left(\frac{h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}\right)$

Cooling water streams^a	
• Seawater	0.0005–0.001
• Brackish water	0.001–0.002
• Treated cooling tower water	0.001–0.002
• Municipal water supply	0.001–0.002
• River water	0.001–0.003
• Engine jacket water	0.001
• Distilled or demineralized water	0.0005
• Treated boiler feedwater	0.0005–0.001
• Boiler blowdown	0.002
Service gas streams	
• Ambient air (in air-cooled units)	0–0.0005
• Compressed air	0.001–0.002
• Steam (clean)	0–0.0005
• Steam (with oil traces)	0.001–0.002
• Refrigerants (with oil traces)	0.002
• Ammonia	0.001
• Carbon dioxide	0.002
• Flue gases	0.005–0.01
Service liquid streams	
• Fuel oil	0.002–0.005
• Lubrication oil	0.001
• Transformer oil	0.001
• Hydraulic fluid	0.001
• Organic heat-transfer fluids	0.001–0.002
• Refrigerants	0.001
• Brine	0.003
Process gas streams	
• Hydrogen	0.001
• Organic solvent vapors	0.001
• Acid gases	0.002–0.003
• Stable distillation overhead products	0.001
Process liquid streams	
• Amine solutions	0.002
• Glycol solutions	0.002
• Caustic solutions	0.002
• Alcohol solutions	0.002
• Ammonia	0.001
• Vegetable oils	0.003
• Stable distillation side-draw and bottom products	0.001–0.002
Natural gas processing streams	
• Natural gas	0.001
• Overhead vapor products	0.001–0.002
• C ₃ or C ₄ vapor (condensing)	0.001
• Lean oil	0.002
• Rich oil	0.001
• LNG and LPG	0.001
Oil refinery streams	
• Crude oil ^b	
– Temperature less than 250°F	0.002–0.003
– Temperature between 250°F and 350°F	0.003–0.004
– Temperature between 350°F and 450°F	0.004–0.005
– Temperature greater than 450°F	0.005–0.006
• Liquid product streams	
– Gasoline	0.001–0.002
– Naphtha and light distillates	0.001–0.003
– Kerosene	0.001–0.003
– Light gas oil	0.002–0.003
– Heavy gas oil	0.003–0.005
– Heavy fuel oils	0.003–0.007
– Asphalt and residuum	0.007–0.01
• Other oil streams	
– Refined lube oil	0.001
– Cycle oil	0.002–0.004
– Coker gas oil	0.003–0.005
– Absorption oils	0.002







Tomadas de: Serth Robert W. Process Heat Transfer

Tabla 9. Número de cabezales de velocidad asignados para pérdidas menores en el lado del tubo

Flow regime	Regular tubes	U-tubes
Turbulent	$2n_p - 1.5$	$1.6n_p - 1.5$
Laminar, $Re \geq 500$	$3.25n_p - 1.5$	$2.38n_p - 1.5$

Tomada de: Serth Robert W. Process Heat Transfer

Tabla 10. Eficiencia de Soldadura en Diferentes Clases de Uniones

TIPOS DE UNIONES NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA UNIÓN CUANDO LA JUNTA ESTA RADIOGRAFIADA		
		AL 100 %	POR PUNTOS	SIN
	SOLDADURA A TOPE UNIDA CON SOLDADURA POR AMBOS LADOS, O BIEN POR OTRO METODO CON LO CUAL SE OBTENGA LA MISMA CALIDAD DEL METAL DE APOORTE EN AMBOS LADOS DE LA SUPERFICIE SOLDADA. SI SE USA LA SOLERA DE RESPALDO, DEBERA QUITARSE DESPUES DE APLICAR LA SOLDADURA Y ANTES DE RADIOGRAFIAR.	1.00	0.85	0.70
	SOLDADURA SIMPLE A TOPE CON SOLERA DE RESPALDO LA CUAL PERMANECERA EN EL INTERIOR DEL RECIPIENTE.	0.90	0.80	0.65
	UNION SIMPLE POR UN SOLO LADO SIN SOLERA DE RESPALDO	---	---	0.60
	UNION TRASLAPADA CON DOBLE FILETE	---	---	0.55
	UNION TRASLAPADA CON FILETE SENCILLO Y TAPON DE SOLDADURA	---	---	0.50
	UNION TRASLAPADA CON FILETE SENCILLO SIN TAPON DE SOLDADURA	---	---	0.45

Tomada de: ASME

Tabla 11. Espesor mínimo de la coraza

Nominal Shell Diameter		Minimum Thickness			
		Carbon Steel		Alloy *	
		Pipe	Plate		
6	(152)	SCH. 40	-	1/8	(3.2)
8-12	(203-305)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13-29	(330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)	3/16	(4.8)
30-39	(762-991)	-	7/16 (11.1)	1/4	(6.4)
40-60	(1016-1524)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
61-80	(1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
81-100	(2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8	(9.5)

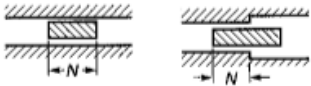

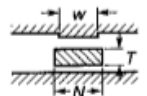
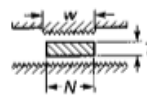
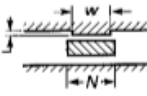
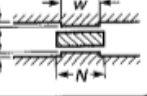


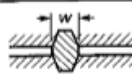
Tomada de: TEMA

Tabla 12. Espesor mínimo de la coraza. Intercambiador tipo C y B

Nominal Shell Diameter		Minimum Thickness			
		Carbon Steel		Alloy *	
		Pipe	Plate		
6	(152)	SCH. 40	-	1/8	(3.2)
8-12	(203-205)	SCH. 30	-	1/8	(3.2)
13-23	(330-584)	SCH. 20	5/16 (7.9)	1/8	(3.2)
24-29	(610-737)	-	5/16 (7.9)	3/16	(4.8)
30-39	(762-991)	-	3/8 (9.5)	1/4	(6.4)
40-60	(1016-1524)	-	7/16 (11.1)	1/4	(6.4)
61-80	(1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16	(7.9)
81-100	(2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8	(9.5)

Tomada de: TEMA

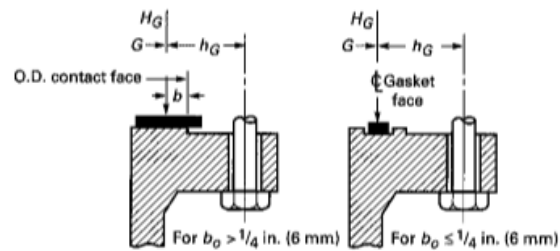
Tabla 13. Ancho efectivo del asentamiento de empaque.

Facing Sketch (Exaggerated)		Basic Gasket Seating Width b_0	
		Column I	Column II
(1a)		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
(1b)	 See Note (1)		
(1c)	 $w \leq N$	$\frac{w + T}{2} \left(\frac{w + N}{4} \max \right)$	$\frac{w + T}{2} \left(\frac{w + N}{4} \max \right)$
(1d)	 See Note (1) $w \leq N$		
(2)	 $1/64$ in. nubbin $w \leq N/2$	$\frac{w + N}{4}$	$\frac{w + 3N}{8}$
(3)	 $1/64$ in. nubbin $w \leq N/2$	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(4)	 See Note (1)	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
(5)	 See Note (1)	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(6)		$\frac{w}{8}$...

Effective Gasket Seating Width, b










$b = b_0$ when $b_0 \leq 1/4$ in. (6 mm); $b = 0.5 \sqrt{b_0}$ when $b_0 > 1/4$ in. (6 mm)

Location of Gasket Load Reaction



Tomada de: TEMA

Tabla 14. Factor de empaque para condiciones de operación

Gasket Material	Gasket Factor m	Min. Design Seating Stress y_s psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Self-energizing types (O rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0 (0)
Elastomers without fabric or high percent of asbestos fiber: Below 75A Shore Durometer	0.50	0 (0)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
75A or higher Shore Durometer	1.00	200 (1.4)		
Asbestos with suitable binder for operating conditions: 1/8 in. (3.2 mm) thick	2.00	1,600 (11)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
3/16 in. (1.6 mm) thick	2.75	3,700 (26)		
1/2 in. (12.7 mm) thick	3.50	6,500 (45)		
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400 (2.8)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
Elastomers with asbestos fabric insertion (with or without wire reinforcement):				
3-ply	2.25	2,200 (15)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
2-ply	2.50	2,900 (20)		
1-ply	2.75	3,700 (26)		
Vegetable fiber	1.75	1,100 (7.6)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
Spiral-wound metal, asbestos filled:				
Carbon	2.50	10,000 (69)		(1a),(1b); Column II
Stainless, Monel, and nickel-base alloys	3.00	10,000 (69)		
Corrugated metal, asbestos inserted, or corrugated metal, jacketed asbestos filled:				
Soft aluminum	2.50	2,900 (20)		(1a),(1b); Column II
Soft copper or brass	2.75	3,700 (26)		
Iron or soft steel	3.00	4,500 (31)		
Monel or 4%-6% chrome	3.25	5,500 (38)		
Stainless steels and nickel-base alloys	3.50	6,500 (45)		

Tomada de: TEMA

Tabla 15. Valor de K_0 para tapas semielípticas sometidas a presión externa.

$D_o/2h_o$...	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2
K_0	...	1.36	1.27	1.18	1.08	0.99
$D_o/2h_o$	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0
K_0	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50

Tomada de: ASME

Tabla 16. Coeficiente de Expansión Térmica

TEMPERATURE (°F)	VALUE SHOWN IN TABLE IS THE MEAN COEFFICIENT OF THERMAL EXPANSION FROM 70 °F TO THE TEMPERATURE INDICATED (X 10 ⁻⁶ in/in/°F)								
	Group 1 Carbon & Low Alloy Steels	Group 2 Low Alloy Steels	5Cr-1Mo 29Cr-7Ni- 2Mo-N Steels	9Cr-1Mo Steels	5Ni-1/4Mo Steels	8Ni & 9Ni Steels	12Cr 12Cr-1Al 13Cr 13Cr-4Ni Steels	15Cr 17Cr Steels	27Cr Steels
70	6.4	7.0	6.4	5.8	6.2	5.5	5.9	5.3	5.0
100	6.5	7.1	6.5	5.9	6.3	5.6	6.0	5.4	5.1
150	6.6	7.2	6.6	5.9	6.4	5.8	6.1	5.5	5.1
200	6.7	7.3	6.7	6.0	6.5	5.9	6.2	5.5	5.2
250	6.8	7.3	6.8	6.1	6.6	6.1	6.2	5.6	5.2
300	6.9	7.4	6.9	6.2	6.7	6.2	6.3	5.7	5.2
350	7.0	7.5	6.9	6.2	6.8	6.3	6.4	5.7	5.3
400	7.1	7.6	7.0	6.3	6.8	6.4	6.4	5.8	5.3
450	7.2	7.6	7.0	6.3	6.9	6.5	6.4	5.8	5.3
500	7.3	7.7	7.1	6.4	7.0	6.6	6.5	5.9	5.4
550	7.3	7.8	7.1	6.5	7.1	6.6	6.5	6.0	5.4
600	7.4	7.8	7.2	6.5	7.1	6.7	6.5	6.0	5.4
650	7.5	7.9	7.2	6.6	7.2	6.7	6.6	6.0	5.5
700	7.6	7.9	7.2	6.6	7.3	6.8	6.6	6.1	5.5
750	7.7	8.0	7.3	6.7	7.3	6.8	6.6	6.1	5.5
800	7.8	8.0	7.3	6.7	7.4	6.9	6.7	6.2	5.6
850	7.9	8.1	7.4	6.8	7.5	6.9	6.7	6.2	5.6
900	7.9	8.1	7.4	6.8	7.5	7.0	6.7	6.2	5.7
950	8.0	8.2	7.4	6.9	7.6	7.0	6.8	6.3	5.7
1000	8.1	8.2	7.5	6.9	7.6	7.0	6.8	6.3	5.7
1050	8.1	8.3	7.5	7.0	7.7	...	6.8	6.3	5.8
1100	8.2	8.3	7.6	7.0	7.8	...	6.8	6.4	5.8
1150	8.3	8.3	7.6	7.1	7.8	...	6.9	6.4	5.8
1200	8.3	8.4	7.6	7.1	7.9	...	6.9	6.4	5.9
1250	8.4	8.4	7.7	7.2	6.9	6.4	5.9
1300	8.4	8.4	7.7	6.9	6.5	5.9
1350	...	8.5	7.7	7.0	6.5	6.0
1400	...	8.5	7.8	7.0	6.5	6.0
1450	...	8.5	7.0	6.6	6.0
1500	...	8.5	7.0	6.6	6.1

Group 2: Low Alloy Steels				
Mn-1/4Mo	Mn-1/2Mo-1/4Ni	Mn-1/2Mo-1/4Ni	18Cr-5Ni-3Mo-N	23Cr-4Ni-Mo-Cu
Mn-1/2Mo	Mn-1/2Mo-1/2Ni	Mn-V	22Cr-5Ni-3Mo-N	25Cr-7Ni-4Mo-N

Group 1: Carbon Steels & Low Alloy Steels					
Carbon Steel	C-Mn-Si-Cb	C-Mn-Ti	C-Si-Ti	C-1/4Mo	C-1/2Mo
C-Mn-Cb	C-Mn-Si-V				
1/2Ni-1/2Cr-1/4Mo	1/4Ni-1/2Cu-Mo	1/4Ni-1Mo-1/4Cr	1 1/4Ni-3/4Cr-1/4Mo	2Ni-1 1/2Cr-1/4Mo-V	3 1/2Ni
1/2Ni-1/2Cr-1/4Mo-V	1/4Ni-1/2Mo-1/2Cr-V	1Ni-1/2Cr-1/4Mo	2Ni-1/4Cr-1/4Mo	2 1/2Ni	3 1/2Ni-1 1/4Cr-1/2Mo-V
1/2Ni-1/2Mo-V	1/4Ni-1/2Mo-Cr-V	1 1/4Ni-1Cr-1/2Mo	2Ni-3/4Cr-1/2Mo	2 1/2Ni-1 1/2Cr-1/2Mo-V	4Ni-1 1/2Cr-1/2Mo-V
1/4Ni-1/2Cr-1/2Mo-V					
1/2Cr-1/2Mo	1/2Cr-1/2Mo	1Cr-1/2Mo	1Cr-1/2Mo-V	1 1/4Cr-1/2Mo-Cu	2 1/4Cr-1Mo
1/2Cr-1/2Mo-V	1/4Cr-1/2Ni-Cu	1Cr-1/2Mo-Si	1 1/4Cr-1/2Mo	1 1/4Cr-1/2Mo-Ti	3Cr-1Mo
1/2Cr-1/4Mo-Si	1/4Cr-1/4Ni-Cu-Al	1Cr-1/2Mo	1 1/4Cr-1/2Mo-Si	2Cr-1/2Mo	

Continua.

TEMPERATURE (°F)	VALUE SHOWN IN TABLE IS THE MEAN COEFFICIENT OF THERMAL EXPANSION FROM 70 °F TO THE TEMPERATURE INDICATED (X 10 ⁻⁶ in/in/°F)								
	Group 3 S. Steels	Group 4 S. Steels	N02200 N02201 (Nickel)	N04400 N04405 (Monel)	N06002 (Alloy X)	N06007 (Alloy G4)	N06022 (Alloy C-22)	N06030 (Alloy G-30)	N06045 (Alloy 45)
70	8.5	8.2	6.6	7.7	7.3	7.4	6.9	6.7	6.1
100	8.6	8.2	6.8	7.8	7.4	7.4	6.9	6.8	6.4
150	8.8	8.4	7.0	7.9	7.4	7.5	6.9	7.0	6.8
200	8.9	8.5	7.2	8.1	7.5	7.5	6.9	7.1	7.1
250	9.1	8.6	7.4	8.2	7.6	7.5	6.9	7.3	7.4
300	9.2	8.7	7.5	8.3	7.6	7.6	6.9	7.4	7.7
350	9.4	8.8	7.6	8.4	7.7	7.6	6.9	7.6	7.8
400	9.5	8.9	7.7	8.5	7.7	7.7	6.9	7.7	8.0
450	9.6	9.0	7.8	8.6	7.8	7.7	6.9	7.8	8.1
500	9.7	9.1	7.9	8.7	7.8	7.8	7.0	7.9	8.2
550	9.8	9.1	8.0	8.7	7.9	7.8	7.0	7.9	8.3
600	9.8	9.2	8.0	8.8	7.9	7.9	7.0	8.0	8.3
650	9.9	9.2	8.1	8.8	8.0	8.0	7.1	8.1	8.4
700	10.0	9.3	8.2	8.9	8.1	8.1	7.2	8.2	8.4
750	10.0	9.3	8.2	8.9	8.1	8.2	7.3	8.2	8.5
800	10.1	9.4	8.3	8.9	8.2	8.3	7.3	8.3	8.5
850	10.2	9.4	8.4	9.0	8.3	8.4	7.4	8.4	8.6
900	10.2	9.5	8.4	9.0	8.3	8.5	7.5	8.4	8.7
950	10.3	9.6	8.5	9.0	8.4	8.6	7.6	8.5	8.7
1000	10.3	9.6	8.5	9.0	8.5	8.7	7.7	8.6	8.8
1050	10.4	9.7	8.6	9.1	8.6	8.8	7.8	8.7	8.9
1100	10.4	9.7	8.6	9.1	8.6	8.8	7.9	8.7	8.9
1150	10.5	9.8	8.7	9.1	8.7	8.9	8.0	8.8	9.0
1200	10.6	9.8	8.7	9.2	8.8	9.0	8.1	8.9	9.1
1250	10.6	9.9	8.8	9.2	8.8	9.0	8.2	8.9	9.2
1300	10.7	9.9	8.8	9.2	8.9	9.1	8.3	8.9	9.2
1350	10.7	10.0	8.9	9.3	9.0	9.2	8.4	8.9	9.3
1400	10.8	10.1	8.9	9.3	9.0	9.2	8.5	8.9	9.4
1450	10.8	10.1	...	9.3	9.1	9.3	8.6	...	9.4
1500	10.8	10.2	...	9.3	9.2	9.4	8.7	...	9.5
1550
1600
1650

Group 4: Austenitic Stainless Steels			
29Ni-20Cr-3Cu-2Mo (CN7M)	23Cr-12Ni (309, 309S, 309H, 309Cb)	25Cr-20Ni-2Mo	
20Cr-18Ni-6Mo (F44)	25Cr-12Ni (CH8, CH20)	31Ni-31Fe-29Cr-Mo (N08028)	
22Cr-13Ni-5Mn (XM-19)	25Cr-20Ni (310, 310S, 310H, 310Cb)	44Fe-25Ni-21Cr-Mo (N08904)	

Group 3: Austenitic Stainless Steels			
16Cr-12Ni-2Mo (316, 316L)	18Cr-8Ni (304, 304H, 304L)	18Cr-10Ni-Ti (321, 321H)	18Cr-18Ni-2Si (XM-15)
16Cr-12Ni-2Mo-N (316N)	18Cr-8Ni-N (304N, 304LN)	18Cr-11Ni (305)	19Cr-9Ni-Mo-W (CF10)
16Cr-12Ni-2Mo-Ti (316Ti)	18Cr-10Ni-Cb (347, 347H, 348, 348H)	18Cr-13Ni-3Mo (317, 317L)	21Cr-11Ni-N (F45)

Continua.

TEMPERATURE (°F)	VALUE SHOWN IN TABLE IS THE MEAN COEFFICIENT OF THERMAL EXPANSION FROM 70 °F TO THE TEMPERATURE INDICATED (X 10 ⁻⁶ in/in/°F)								
	N06059 (Alloy 59)	N06230 (Alloy 230)	N06455 (Alloy C4)	N06600 (Inconel 600)	N06625 (Inconel 625)	N06690 (Alloy 690)	N07718 (Alloy 718)	N07750 (Alloy X- 750)	N08031 (Alloy 31)
70	6.5	6.9	5.8	6.8	6.7	7.7	7.1	6.7	7.7
100	6.5	6.9	5.9	6.9	6.8	7.8	7.1	6.8	7.7
150	6.5	6.9	6.0	7.0	7.0	7.8	7.2	6.9	7.8
200	6.6	7.0	6.2	7.1	7.1	7.9	7.2	7.0	7.9
250	6.6	7.0	6.3	7.2	7.2	7.9	7.3	7.1	8.0
300	6.7	7.1	6.4	7.3	7.2	7.9	7.3	7.2	8.0
350	6.7	7.1	6.5	7.4	7.3	8.0	7.4	7.3	8.1
400	6.8	7.2	6.7	7.5	7.3	8.0	7.5	7.4	8.2
450	6.8	7.2	6.8	7.6	7.3	8.1	7.5	7.4	8.3
500	6.9	7.3	6.9	7.6	7.4	8.1	7.6	7.5	8.3
550	6.9	7.3	6.9	7.7	7.4	8.2	7.6	7.5	8.4
600	7.0	7.4	7.0	7.8	7.4	8.2	7.7	7.5	8.4
650	7.0	7.4	7.1	7.9	7.4	8.3	7.7	7.6	8.5
700	7.0	7.5	7.2	7.9	7.5	8.3	7.8	7.6	8.5
750	7.0	7.6	7.2	8.0	7.5	8.3	7.8	7.6	8.6
800	7.1	7.6	7.3	8.0	7.6	8.3	7.9	7.7	8.6
850	7.1	7.7	7.3	8.1	7.6	...	7.9	...	8.7
900	7.1	7.7	7.3	8.2	7.7	...	8.0	...	8.7
950	7.2	7.8	7.4	8.2	7.8	...	8.0	...	8.7
1000	7.2	7.9	7.4	8.3	7.9	...	8.1	...	8.8
1050	7.2	7.9	7.4	8.4	7.9	...	8.1	...	8.8
1100	7.2	8.0	7.5	8.4	8.0	...	8.2	...	8.8
1150	...	8.0	7.5	8.5	8.1
1200	...	8.1	7.5	8.6	8.2
1250	...	8.1	7.5	8.6	8.3
1300	...	8.2	7.6	8.7	8.4
1350	...	8.2	7.6	8.8	8.4
1400	...	8.3	7.6	8.9	8.5
1450	...	8.3	7.6	9.0	8.6
1500	...	8.4	7.6	9.0	8.7
1550
1600
1650

Continua.

TEMPERATURE (°F)	VALUE SHOWN IN TABLE IS THE MEAN COEFFICIENT OF THERMAL EXPANSION FROM 70 °F TO THE TEMPERATURE INDICATED (X 10 ⁻⁶ in/in/°F)								
	N08330 (Alloy 330)	N08367 (AL-6XN)	N08800 N08810 N08811 (Incoloy 800, 800H)	N08825 (Incoloy 825)	N10001 (Alloy B)	N10003 (Alloy N)	N10242 (Alloy 242)	N10276 (Alloy C-276)	N10629 (Alloy B4)
70	8.1		7.9	7.5	6.0	6.2	5.8	6.0	5.5
100	8.1		8.0	7.5	6.1	6.2	5.8	6.1	5.5
150	8.2		8.2	7.6	6.2	6.3	5.9	6.2	5.6
200	8.3	8.5	8.4	7.7	6.3	6.4	6.0	6.3	5.7
250	8.4		8.5	7.8	6.3	6.5	6.1	6.4	5.8
300	8.5		8.6	7.9	6.3	6.6	6.2	6.5	5.9
350	8.5		8.7	7.9	6.4	6.6	6.2	6.6	5.9
400	8.6	8.6	8.8	8.0	6.4	6.7	6.3	6.7	6.0
450	8.7		8.9	8.0	6.4	6.7	6.4	6.8	6.0
500	8.7		8.9	8.1	6.4	6.8	6.4	6.9	6.1
550	8.8		9.0	8.1	6.5	6.8	6.5	7.0	6.1
600	8.8	8.8	9.0	8.2	6.5	6.9	6.5	7.1	6.2
650	8.9		9.1	8.3	6.5	6.9	6.6	7.1	6.2
700	9.0		9.1	8.3	6.6	7.0	6.6	7.2	6.3
750	9.0	8.9	9.2	8.4	6.6	7.0	6.7	7.3	6.3
800	9.1		9.2	8.4	6.7	7.1	6.7	7.4	6.4
850	...		9.3	...	6.7	...	6.7	7.4	6.4
900	...		9.3	...	6.8	...	6.8	7.5	6.4
950	...	9.1	9.4	...	6.9	...	6.8	7.5	6.5
1000	...		9.4	...	6.9	...	6.8	7.6	6.5
1050	...		9.5	...	7.0	...	6.8	7.7	6.5
1100	...	9.3	9.5	...	7.1	...	6.8	7.7	6.5
1150	...		9.6	...	7.1	...	6.8	7.8	6.6
1200	...		9.6	...	7.2	...	6.9	7.8	...
1250	...		9.7	...	7.3	...	7.0	7.9	...
1300	...	9.5	9.7	...	7.3	...	7.2	7.9	...
1350	...		9.8	...	7.4	...	7.5	8.0	...
1400	...		9.8	...	7.5	...	7.7	8.0	...
1450	...	9.8	9.9	...	7.6	...	7.8	8.1	...
1500	...		10.0	...	7.7	...	7.9	8.1	...
1550	...		10.1
1600	...		10.2
1650	...		10.3

Continua.

TEMPERATURE (°F)	VALUE SHOWN IN TABLE IS THE MEAN COEFFICIENT OF THERMAL EXPANSION FROM 70 °F TO THE TEMPERATURE INDICATED ($\times 10^{-6}$ in/in/°F)							
	N10665 (Alloy B2)	N10675 (Alloy B3)	N12160 (Alloy D-205)	R20033 (Alloy 33)				
70	5.3	5.7	6.9	7.8				
100	5.4	5.7	7.0	7.9				
150	5.6	5.8	7.1	8.0				
200	5.7	5.8	7.2	8.1				
250	5.8	5.9	7.3	8.2				
300	5.9	5.9	7.4	8.3				
350	6.0	6.0	7.5	8.4				
400	6.0	6.1	7.6	8.5				
450	6.1	6.1	7.7	8.5				
500	6.1	6.2	7.8	8.5				
550	6.2	6.3	7.9	8.5				
600	6.2	6.3	7.9	8.5				
650	6.3	6.4	8.0	8.6				
700	6.3	6.4	8.0	8.6				
750	6.4	6.5	8.1	8.7				
800	6.4	6.5	8.1	8.8				
850	6.5	6.5	8.2	8.8				
900	6.5	6.5	8.2	8.9				
950	6.6	6.5	8.3	...				
1000	6.6	6.5	8.3	...				
1050	6.6	6.6	8.4	...				
1100	6.7	6.6	8.4	...				
1150	6.7	6.6	8.5	...				
1200	6.7	6.6	8.6	...				
1250	6.7	6.7	8.7	...				
1300	6.7	6.7	8.8	...				
1350	6.7	6.8	8.8	...				
1400	6.7	7.0	8.9	...				
1450	6.8	7.2	9.0	...				
1500	6.8	7.4	9.1	...				
1550				
1600				
1650				

Continua.

TEMPERATURE (°F)	VALUE SHOWN IN TABLE IS THE MEAN COEFFICIENT OF THERMAL EXPANSION FROM 70 °F TO THE TEMPERATURE INDICATED (X 10 ⁻⁶ in/in/°F)								
	Group 5 Aluminum Alloys	Group 6 Copper Alloys	Bronze Alloys	Brass Alloys	C71500 (70-30 Cu-Ni)	C70600 (90-10 Cu-Ni)		Group 7 Titanium Alloys, Grade 9	R56320 Titanium Alloy, Grade 9
70	12.1	9.3	9.6	9.3	8.1	...		4.6	4.7
100	12.4	9.4	9.7	9.4	8.2	...		4.7	4.7
150	12.7	9.5	9.9	9.6	8.4	...		4.7	4.8
200	13.0	9.6	10.0	9.8	8.5	...		4.7	4.8
250	13.1	9.6	10.1	9.9	8.6	...		4.8	4.9
300	13.3	9.7	10.1	10.0	8.7	...		4.8	4.9
350	13.4	9.8	10.2	10.1	8.8	...		4.8	5.0
400	13.6	9.8	10.2	10.2	8.9	...		4.8	5.0
450	13.8	9.9	10.3	10.4	9.0	...		4.8	5.1
500	13.9	9.9	10.3	10.5	9.1	...		4.9	5.1
550	14.1	10.0	10.4	10.6	9.1	9.5		4.9	5.1
600	14.2	10.0	10.4	10.7	9.2	...		4.9	5.2
650	10.5	10.8	9.2	...		4.9	...
700	10.5	10.9	9.2	...		5.0	...
750	10.6	11.0		5.0	...
800	10.6	11.2		5.1	...
850
900

Group 7: Titanium Alloys							
R50250 (Gr. 1)	R50550 (Gr. 3)	R52250 (Gr. 11)	R52402 (Gr. 16)				
R50400 (Gr. 2)	R52400 (Gr. 7)	R53400 (Gr. 12)	R52252 (Gr. 17)				

Group 6: Copper Alloys					
C10200	C10500	C11000	C12200	C12500	C19200
C10400	C10700	C12000	C12300	C14200	C19400

Group 5: Aluminum Alloys								
A03560	A91060	A92014	A93003	A95052	A95086	A95254	A95456	A96061
A24430	A91100	A92024	A93004	A95083	A95154	A95454	A95652	A96063

Tomada de: TEMA

Tabla 17. Calibres de los tubos más comunes en Cobre, Acero y Aleaciones

BARE TUBE DIAMETERS AND GAGES			
O.D. In. (mm)	Copper and Copper Alloys	Carbon Steel, Aluminum and Aluminum Alloys	Other Alloys
	B.W.G.	B.W.G.	B.W.G.
1/4 (6.4)	27	-	27
	24	-	24
	22	-	22
3/8 (9.5)	22	-	22
	20	-	20
	18	-	18
1/2 (12.7)	20	-	20
	18	-	18
5/8 (15.9)	20	18	20
	18	16	18
	16	14	16
3/4 (19.1)	20	16	18
	18	14	16
	16	12	14
7/8 (22.2)	18	14	16
	16	12	14
	14	10	12
	12	-	-
1 (25.4)	18	14	16
	16	12	14
	14	-	12
1-1/4 (31.8)	16	14	14
	14	12	12
1-1/2 (38.1)	16	14	14
	14	12	12
2 (50.8)	14	14	14
	12	12	12

Tomada de: TEMA

Tabla 18. Máxima presión interna admisible con los esfuerzos máximos permisibles del material

Tube O.D. Inches	Tube Gage BWG	Code Allowable Stress (PSI)									
		2,000	4,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000
3/4	20	193	387	581	775	969	1163	1357	1551	1745	1939
	18	275	551	827	1102	1378	1654	1930	2205	2481	2757
	17	329	659	989	1318	1648	1978	2308	2637	2967	3297
	16	372	744	1117	1489	1862	2234	2607	2979	3352	3724
	15	415	831	1247	1663	2079	2495	2911	3327	3743	4159
	14	485	971	1456	1942	2428	2913	3399	3885	4370	4856
	13	563	1127	1691	2255	2818	3382	3946	4510	5074	5637
	12	657	1315	1973	2631	3289	3946	4604	5262	5920	6578
	11	733	1467	2201	2935	3669	4403	5137	5871	6605	7339
	10	833	1667	2501	3335	4169	5003	5836	6670	7504	8338
	9	937	1874	2811	3749	4686	5623	6561	7498	8435	9373
	8	1067	2135	3203	4271	5339	6407	7475	8543	9611	10679
7/8	20	165	330	495	661	826	991	1157	1322	1487	1652
	18	234	469	703	938	1172	1407	1641	1876	2110	2345
	17	279	559	839	1119	1399	1679	1959	2239	2519	2799
	16	315	631	947	1263	1579	1895	2211	2527	2843	3159
	15	352	704	1057	1409	1761	2114	2466	2818	3171	3523
	14	410	821	1231	1642	2052	2463	2874	3284	3695	4105
	13	475	951	1426	1902	2377	2853	3329	3804	4280	4755
	12	553	1106	1660	2213	2767	3320	3874	4427	4980	5534
	11	616	1232	1848	2464	3080	3697	4313	4929	5545	6161
	10	698	1396	2094	2792	3490	4188	4886	5584	6282	6980
	9	782	1564	2347	3129	3912	4694	5477	6259	7042	7824
	8	888	1776	2664	3553	4441	5329	6218	7106	7994	8882
1	20	144	288	432	576	720	864	1008	1152	1296	1440
	18	203	407	611	815	1019	1223	1427	1631	1835	2039
	17	243	486	729	973	1216	1459	1703	1946	2189	2432
	16	274	548	822	1097	1371	1645	1919	2194	2468	2742
	15	305	611	916	1222	1528	1833	2139	2444	2750	3056
	14	355	711	1066	1422	1778	2133	2489	2844	3200	3556
	13	411	822	1233	1645	2056	2467	2878	3290	3701	4112
	12	477	955	1432	1910	2388	2865	3343	3821	4298	4776
	11	530	1061	1592	2123	2654	3185	3716	4247	4778	5309
	10	600	1200	1801	2401	3001	3602	4202	4802	5403	6003
	9	671	1343	2014	2686	3357	4029	4700	5372	6043	6715
	8	760	1520	2281	3041	3801	4562	5322	6082	6843	7603

Continúa.

Tube O.D. Inches	Tube Gage BWG	Code Allowable Stress (PSI)									
		2,000	4,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000
1-1/4	20	114	229	343	458	572	687	801	916	1031	1145
	18	161	323	485	647	809	971	1133	1295	1456	1618
	16	217	434	651	868	1085	1302	1519	1736	1953	2170
	15	241	483	724	966	1207	1449	1690	1932	2173	2415
	14	260	561	841	1122	1402	1683	1963	2244	2524	2805
	13	323	647	971	1294	1618	1942	2265	2589	2913	3236
	12	374	749	1124	1499	1874	2249	2624	2999	3374	3749
	11	415	831	1247	1663	2079	2495	2911	3327	3743	4159
	10	469	938	1407	1876	2345	2814	3283	3752	4221	4690
	9	523	1046	1569	2092	2615	3138	3662	4185	4708	5231
	8	590	1180	1771	2361	2951	3542	4132	4722	5313	5903
	7	650	1301	1952	2603	3254	3905	4556	5207	5858	6509
1-1/2	14	231	463	694	926	1157	1389	1621	1852	2084	2315
	12	308	617	925	1234	1543	1851	2160	2468	2777	3086
	11	341	683	1025	1367	1709	2051	2393	2735	3076	3418
	10	384	769	1154	1539	1924	2309	2693	3078	3463	3848
	9	428	856	1285	1713	2142	2570	2999	3427	3856	4284
	8	482	964	1447	1929	2412	2894	3377	3859	4342	4824
2	14	171	343	515	686	858	1030	1201	1373	1545	1717
	12	227	455	683	911	1139	1367	1595	1823	2051	2279
	11	252	504	756	1008	1260	1512	1764	2016	2268	2521
	10	283	566	849	1132	1415	1699	1982	2265	2548	2831
	9	314	629	943	1258	1573	1887	2202	2517	2831	3146
	8	353	706	1059	1413	1766	2119	2473	2826	3179	3533
2-1/2	14	136	272	409	545	682	818	954	1091	1227	1364
	12	180	361	542	722	903	1084	1264	1445	1626	1807
	10	224	448	672	896	1120	1344	1568	1792	2016	2240
3	14	113	226	339	452	565	679	792	905	1018	1131
	12	149	299	449	598	748	898	1047	1197	1347	1496
	10	185	370	555	741	926	1111	1297	1482	1667	1852

Continua.

Tube O.D. Inches	Tube Gage BWG	Code Allowable Stress (PSI)									
		2,000	4,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000
1/4	27	269	539	809	1079	1349	1618	1888	2158	2428	2698
	26	305	611	916	1222	1528	1833	2139	2444	2750	3056
	24	378	757	1135	1514	1893	2271	2650	3029	3407	3786
	23	434	869	1304	1739	2173	2608	3043	3478	3913	4347
	22	492	984	1476	1968	2460	2952	3444	3936	4428	4920
	21	570	1140	1711	2281	2852	3422	3992	4563	5133	5704
	20	630	1261	1891	2522	3153	3783	4414	5045	5675	6306
	19	776	1552	2329	3105	3881	4658	5434	6210	6987	7763
	18	929	1859	2789	3719	4648	5578	6508	7438	8368	9297
3/8	24	246	492	738	984	1231	1477	1723	1969	2216	2462
	22	317	635	952	1270	1588	1905	2223	2541	2858	3176
	21	366	732	1099	1465	1831	2198	2564	2930	3297	3663
	20	403	806	1210	1613	2017	2420	2824	3227	3631	4034
	19	492	984	1476	1968	2460	2952	3444	3936	4428	4920
	18	583	1167	1751	2334	2918	3502	4085	4669	5253	5836
	17	706	1412	2118	2824	3530	4236	4942	5648	6354	7060
	16	804	1609	2414	3219	4024	4829	5634	6439	7244	8049
	15	907	1814	2722	3629	4536	5444	6351	7258	8166	9073
	14	1075	2151	3227	4303	5379	6454	7530	8606	9682	10758
1/2	22	234	469	703	938	1172	1407	1641	1876	2110	2345
	20	296	593	889	1186	1483	1779	2076	2372	2669	2966
	19	360	720	1080	1440	1801	2161	2521	2881	3241	3602
	18	425	850	1276	1701	2126	2552	2977	3402	3828	4253
	17	511	1022	1534	2045	2557	3068	3580	4091	4603	5114
	16	580	1160	1741	2321	2901	3482	4062	4642	5223	5803
	15	650	1301	1952	2603	3254	3905	4556	5207	5858	6509
	14	765	1531	2297	3062	3828	4594	5359	6125	6891	7656
	13	896	1792	2688	3584	4481	5377	6273	7169	8066	8962
	12	1056	2112	3168	4224	5281	6337	7393	8449	9505	10562
5/8	20	234	469	703	938	1172	1407	1641	1876	2110	2345
	19	284	568	852	1136	1420	1704	1988	2272	2556	2840
	18	334	669	1003	1338	1672	2007	2342	2676	3011	3345
	17	400	801	1202	1603	2004	2405	2806	3207	3608	4009
	16	453	907	1361	1815	2268	2722	3176	3630	4083	4537
	15	507	1015	1522	2030	2537	3045	3553	4060	4568	5075
	14	594	1188	1783	2377	2971	3566	4160	4754	5349	5943
	13	692	1384	2076	2768	3460	4153	4845	5537	6229	6921
	12	810	1621	2432	3242	4053	4864	5674	6485	7296	8107
	11	907	1814	2722	3629	4536	5444	6351	7258	8166	9073
	10	1035	2070	3105	4140	5175	6210	7246	8281	9316	10351

Continua.

Tube O.D. Inches	Tube Gage BWG	Code Allowable Stress (PSI)									
		2,000	4,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000
3/4	20	193	387	581	775	969	1163	1357	1551	1745	1939
	18	275	551	827	1102	1378	1654	1930	2205	2481	2757
	17	329	659	989	1318	1648	1978	2308	2637	2967	3297
	16	372	744	1117	1489	1862	2234	2607	2979	3352	3724
	15	415	831	1247	1663	2079	2495	2911	3327	3743	4159
	14	485	971	1456	1942	2428	2913	3399	3885	4370	4856
	13	563	1127	1691	2255	2818	3382	3946	4510	5074	5637
	12	657	1315	1973	2631	3289	3946	4604	5262	5920	6578
	11	733	1467	2201	2935	3669	4403	5137	5871	6605	7339
	10	833	1667	2501	3335	4169	5003	5836	6670	7504	8338
	9	937	1874	2811	3749	4686	5623	6561	7498	8435	9373
	8	1067	2135	3203	4271	5339	6407	7475	8543	9611	10679
7/8	20	165	330	495	661	826	991	1157	1322	1487	1652
	18	234	469	703	938	1172	1407	1641	1876	2110	2345
	17	279	559	839	1119	1399	1679	1959	2239	2519	2799
	16	315	631	947	1263	1579	1895	2211	2527	2843	3159
	15	352	704	1057	1409	1761	2114	2466	2818	3171	3523
	14	410	821	1231	1642	2052	2463	2874	3284	3695	4105
	13	475	951	1426	1902	2377	2853	3329	3804	4280	4755
	12	553	1106	1660	2213	2767	3320	3874	4427	4980	5534
	11	616	1232	1848	2464	3080	3697	4313	4929	5545	6161
	10	698	1396	2094	2792	3490	4188	4886	5584	6282	6980
	9	782	1564	2347	3129	3912	4694	5477	6259	7042	7824
	8	888	1776	2664	3553	4441	5329	6218	7106	7994	8882
1	20	144	288	432	576	720	864	1008	1152	1296	1440
	18	203	407	611	815	1019	1223	1427	1631	1835	2039
	17	243	486	729	973	1216	1459	1703	1946	2189	2432
	16	274	548	822	1097	1371	1645	1919	2194	2468	2742
	15	305	611	916	1222	1528	1833	2139	2444	2750	3056
	14	355	711	1066	1422	1778	2133	2489	2844	3200	3556
	13	411	822	1233	1645	2056	2467	2878	3290	3701	4112
	12	477	955	1432	1910	2388	2865	3343	3821	4299	4776
	11	530	1061	1592	2123	2654	3185	3716	4247	4778	5309
	10	600	1200	1801	2401	3001	3602	4202	4802	5403	6003
	9	671	1343	2014	2686	3357	4029	4700	5372	6043	6715
	8	760	1520	2281	3041	3801	4562	5322	6082	6843	7603

Continua.

Tube O.D. Inches	Tube Gage BWG	Code Allowable Stress (PSI)									
		2,000	4,000	6,000	8,000	10,000	12,000	14,000	16,000	18,000	20,000
1-1/4	20	114	229	343	458	572	687	801	916	1031	1145
	18	161	323	485	647	809	971	1133	1295	1456	1618
	16	217	434	651	868	1085	1302	1519	1736	1953	2170
	15	241	483	724	966	1207	1449	1690	1932	2173	2415
	14	280	561	841	1122	1402	1683	1963	2244	2524	2805
	13	323	647	971	1294	1618	1942	2265	2589	2913	3236
	12	374	749	1124	1499	1874	2249	2624	2999	3374	3749
	11	415	831	1247	1663	2079	2495	2911	3327	3743	4159
	10	469	938	1407	1876	2345	2814	3283	3752	4221	4690
	9	523	1046	1569	2092	2615	3138	3662	4185	4708	5231
	8	590	1180	1771	2361	2951	3542	4132	4722	5313	5903
	7	650	1301	1952	2603	3254	3905	4556	5207	5858	6509
1-1/2	14	231	463	694	926	1157	1389	1621	1852	2084	2315
	12	308	617	925	1234	1543	1851	2160	2468	2777	3086
	11	341	683	1025	1367	1709	2051	2393	2735	3076	3418
	10	384	769	1154	1539	1924	2309	2693	3078	3463	3848
	9	428	856	1285	1713	2142	2570	2999	3427	3856	4284
	8	482	964	1447	1929	2412	2894	3377	3859	4342	4824
2	14	171	343	515	686	858	1030	1201	1373	1545	1717
	12	227	455	683	911	1139	1367	1595	1823	2051	2279
	11	252	504	756	1008	1260	1512	1764	2016	2268	2521
	10	283	566	849	1132	1415	1699	1982	2265	2548	2831
	9	314	629	943	1258	1573	1887	2202	2517	2831	3146
	8	353	706	1059	1413	1766	2119	2473	2826	3179	3533
2-1/2	14	130	272	409	545	682	818	954	1091	1227	1364
	12	180	361	542	722	903	1084	1264	1445	1626	1807
	10	224	448	672	896	1120	1344	1568	1792	2016	2240
3	14	113	226	339	452	565	679	792	905	1018	1131
	12	149	299	449	598	748	898	1047	1197	1347	1496
	10	185	370	555	741	926	1111	1297	1482	1667	1852

Tomada de: TEMA

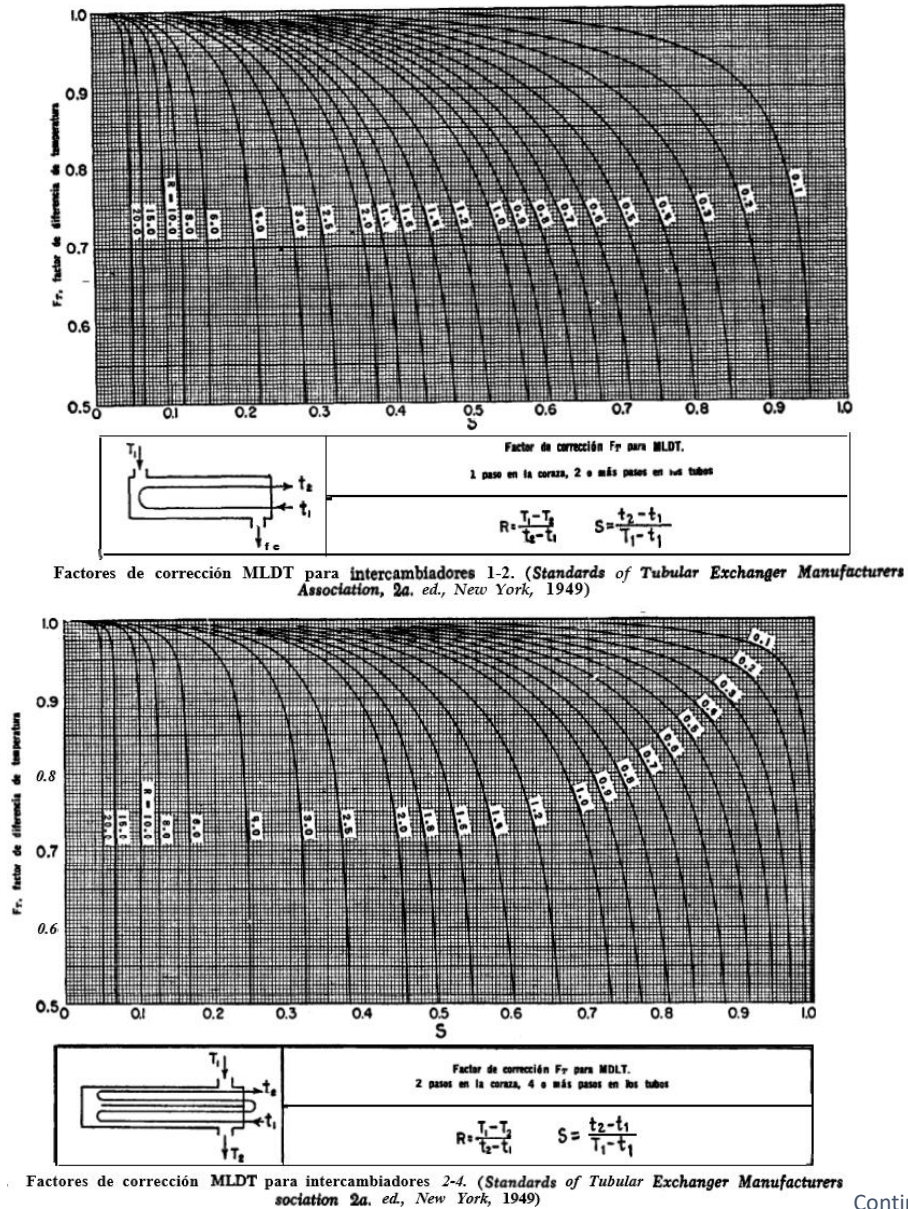
Tabla 19. Espesores Recomendados de Deflectores

Nominal Shell ID		Plate Thickness				
		Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.				
		24 (610) and Under	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6-14	(152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28	(381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38	(737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39-60	(991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100	(1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

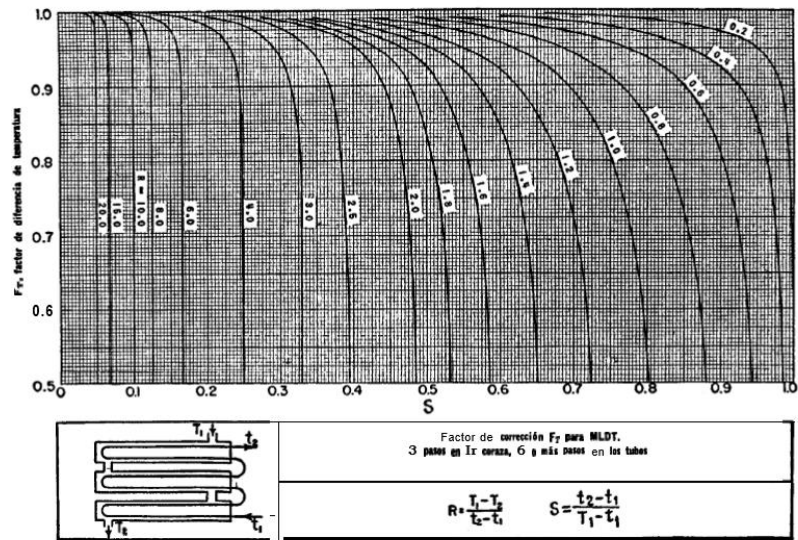
Tomada de: TEMA

GRAFICAS

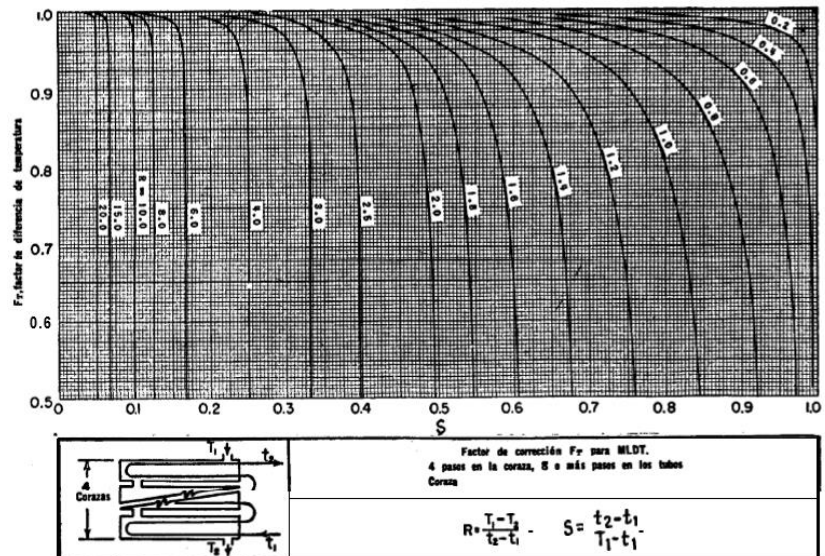
Grafica 1. Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado.



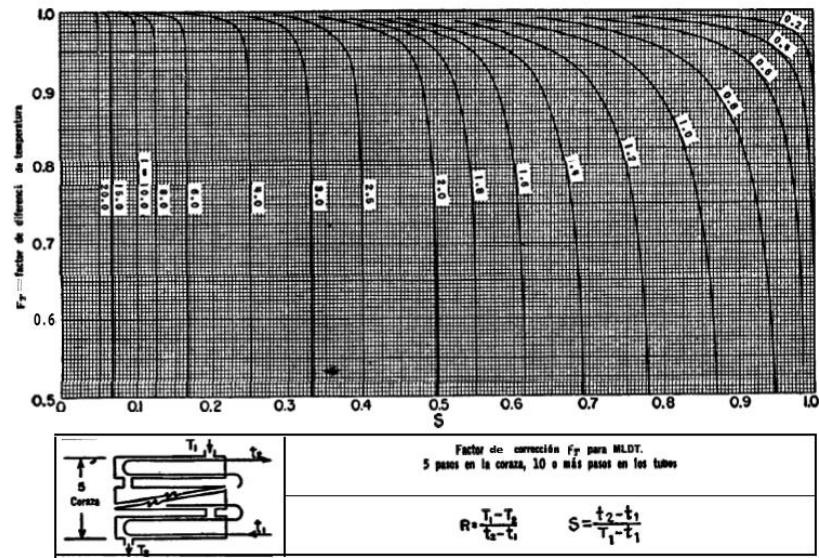
Continúa.



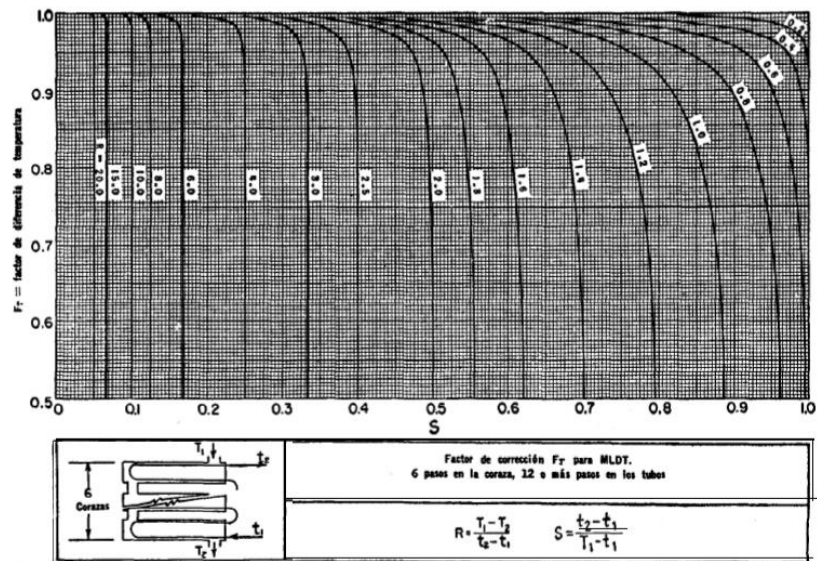
Factores de corrección MLDT para intercambiadores 3-6. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers association, 2a. ed., New York 1949)



Factores de corrección MLDT para intercambiadores 4-8. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers association, 2a. ed., New York, 1949)



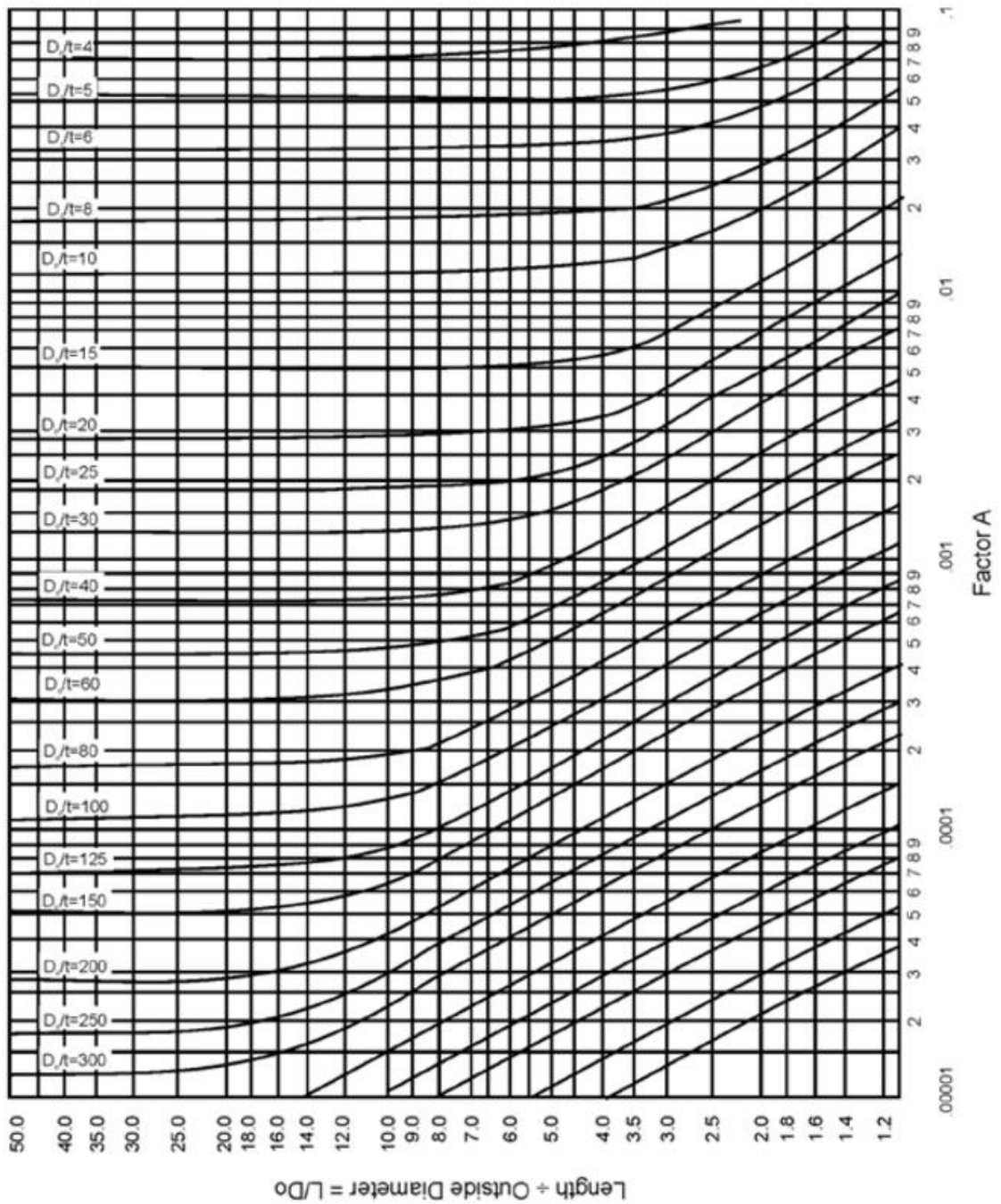
Factores de corrección MLDT para intercambiadores 5-10. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

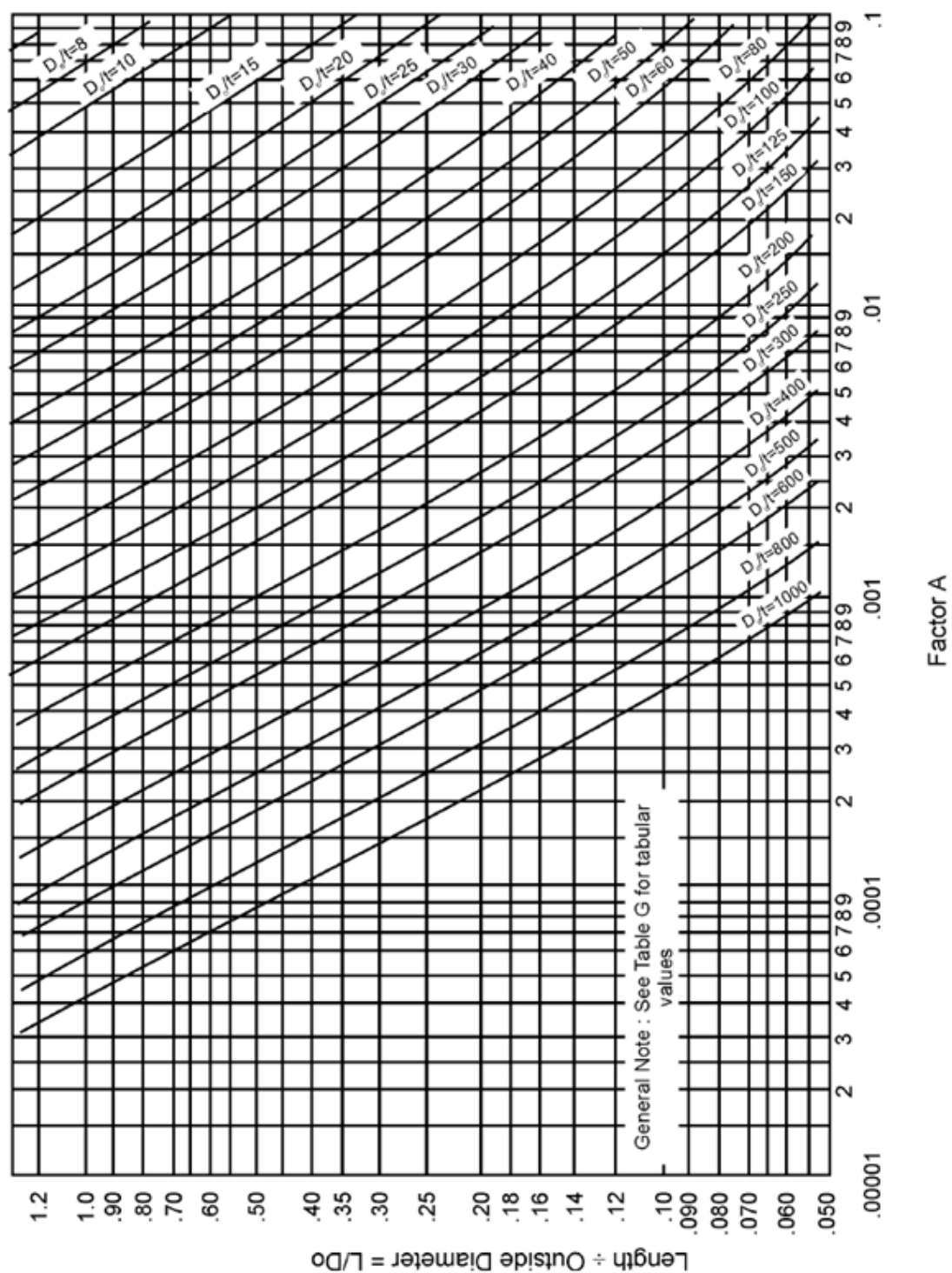


Factores de corrección MLDT para intercambiadores 6-12. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

Tomadas de: Donald Q. Kern, Procesos de Transferencia de Calor

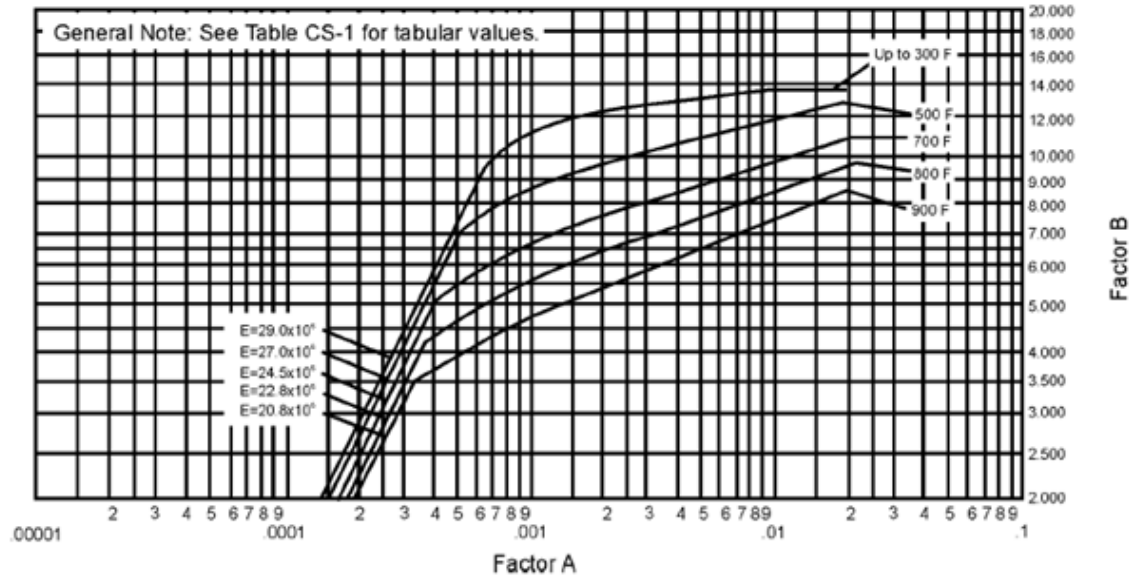
Grafica 2. Diagrama para Envolvertes Cilíndricos Sometidos a Presión Externa o Cargas de Compresión (Todos los Materiales)



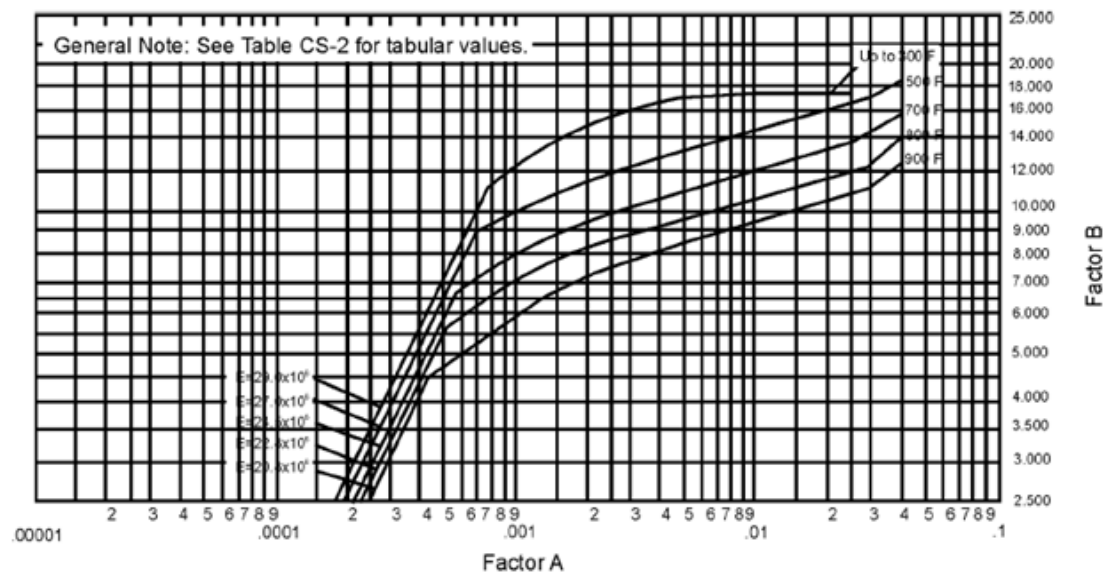


Tomada de: ASME

Grafica 3. Gráfico para determinar el espesor de la cubierta de los componentes sometidos a presión externa cuando se construyen con aceros de carbono o de baja aleación (límite mínimo especificado de resistencia a la deformación de 24.000 psi, pero sin incluir 30.000 psi)

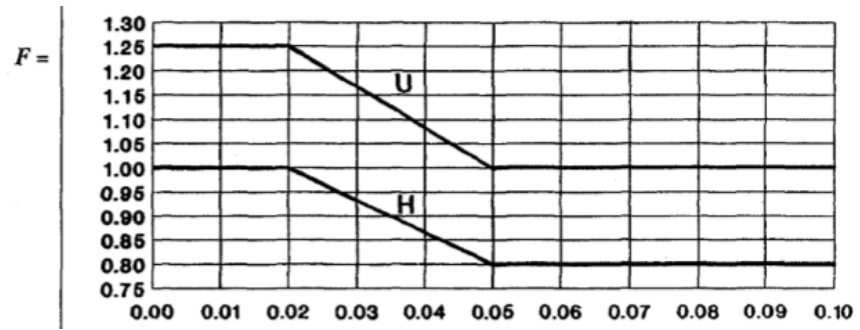


Grafica 4. Gráfico para determinar el espesor de la coraza de los componentes sometidos a presión externa cuando se construyen con aceros de carbono o de baja aleación (límite de elasticidad mínimo especificado 30.000 psi y más excepto los materiales. Dentro de este rango donde se hace referencia a otros gráficos específicos) y los aceros inoxidables de tipo 405 y 410



Tomadas de: ASME

Grafica 5. Relación de Espesores para Espejos.



Tomada de: TEMA